

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Bruska vnitřních průměrů trubek
Grinding Machine for Internal Pipe Diameter

Student:

Bc. Lukáš Rudolf

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Rudolf**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení

Téma: **Bruska vnitřních průměrů trubek**
Grinding Machine for Internal Pipe Diameter

Zásady pro vypracování:

Navrhněte brusku trubek pro broušení vnitřních průměrů trubek. Účelem broušení vnitřního průměru je odstranění zbylých okujů a povrchových vad. Povrchové vady by mohly při působení tlaku přepravovaného média vést ke vzniku trhlin ve stěnách trubek. Nejedná se o broušení na přesný rozměr. Vnější průměr trubky 273 – 660 mm, minimální vnitřní průměr trubky 180 mm, maximální délka trubky 13000 mm, maximální hmotnost trubky 5000 kg, maximální hmotnost trubky na metr délky 500 kg, rychlost posuvu 5-40 mm/s.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh vřetene s ohledem na průhyb, optimalizace délek jednotlivých segmentů vřetene.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů, životnost ložisek.
4. 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

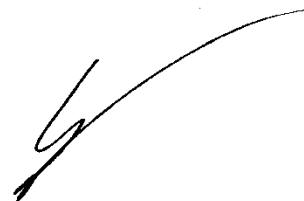
Literární rešerše zpracovaná v rámci Ročníkového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Oldřichu Učňovi, Ph.D, za jeho čas a poznámky, které mi v průběhu tvorby této diplomové práce poskytl. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Rychtovi ze společnosti Prestar, s.r.o. za jeho čas a cenné poznámky, které mi v průběhu vypracování mé diplomové práce poskytl.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2015

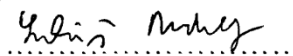
Michal Růžek

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18.5.2015



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Lukáš Rudolf

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Karlovecká 31,

747 07, Opava

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

RUDOLF, L . *Bruska vnitřních průměrů trubek*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 93 s , Diplomová práce, vedoucí: Učeň, O .

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem brusky vnitřních průměrů trubek. Teoretická část práce obsahuje informace o technologii broušení a o strojích pro broušení vnitřních průměrů trubek. Praktická část práce obsahuje volbu parametrů broušení, návrh pohonu vřetene a konstrukčním řešení vřetene. Praktická část také obsahuje pevnostní analýzu vřetene metodou konečných prvků s využitím programu Autodesk Inventor 2012. V poslední části diplomové práce je navržen zdvih a pojezd brusky vnitřních průměrů trubek. K práci jsou přiloženy výkresy sestav brusky, vozíku vřetene, pevné podpěry, pohyblivé podpěry a výrobní výkres zadní části vřetene.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

RUDOLF, L . *Grinding Machine for Internal Pipe Diameter*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015, 93 p . Diploma thesis, head: Učeň, O .

Diploma thesis describes construction design of grinding machine for internal pipe diameter. The theoretical part of thesis contains information about the grinding technology and about grinding machines for internal pipe diameter. The practical part of thesis contains choice of parameters for grinding, design of spindle drive and design of spindle. Practical part too contains stress analysis of spindle using FEM in Autodesk Inventor 2012. The last part of thesis contains design of lifting and design of travel grinding machine for internal pipe diameter. Drawings of grinding machine, cart of spindle, fixed support, movable support and production draw of rear part of spindle are attached to the thesis.

Obsah

strana

Seznam použitých značek a symbolů	10
1. Úvod	18
1. 1 Broušení	18
1.1.1 Brousící nástroje	19
1.1.2. Způsoby obvodového broušení vnitřních ploch	24
2. Strojní zařízení pro vnitřní broušení	25
3. Konstrukční návrh brusky vnitřních průměrů trubek	27
3.1 Volba parametrů broušení	30
3.2 Výpočet a volba pohonu vřetene	34
3.2.1 Volba motoru pro pohon vřetene	35
3.2.2 Výpočet řemenového převodu	37
3.3 Konstrukční návrh vřetene	46
3.4 Zadní část vřetene	47
3.4.1 Výpočet pera	47
3.4.3 Statická a dynamická kontrola zadního vřetene	50
3.4.3 Volba a výpočet ložiska	55
3.5 Přední část vřetene	57
3.5.1 Průběh sil a napětí v přední části vřetene	59
3.5.2 Kontrola axiálně zatíženého ložiska	61
3.6 Spojovací část vřetene	62
3.6.1 Průběh sil a napětí ve spojovací části vřetene	63
3.7 Volba a kontrolní výpočet spojek	65
3.8 Průhyb vřetene	67
3.9 Pevnostní kontrola vřetene	72
3.10 Volba a výpočet zdvihu vřetene	75
3.10.1 Volba aktuátoru	75
3.10.2 Vedení zdvihaných částí brusky	77

3.11 Volba a výpočet životnosti ložiska podpěrné kladky	80
3.12 Návrh a výpočet pojezdu.....	82
3.12.2 Návrh pohonu pojezdu	84
4. Závěr	87
5. Seznam použitých pramenů	89
6. Seznam příloh.....	93

Seznam použitých značek a symbolů

A_S	skutečná osová vzdálenost	[mm]
A_{SMAX}	maximální doporučená osová vzdálenost řemenic	[mm]
A_{SMIN}	minimální doporučená osová vzdálenost řemenic	[mm]
A_T	teoretická osová vzdálenost	[mm]
A_{TMAX}	maximální teoretická osová vzdálenost	[mm]
A_{TMIN}	minimální teoretická osová vzdálenost vycházející z první podmínky	[mm]
A_{TMIN}	minimální teoretická osová vzdálenost vycházející ze druhé podmínky	[mm]
B	přibližná hodnota vnějšího průměru malého ložiska	[mm]
B_S	maximální šířka brousících kotoučů	[mm]
C_0	statická únosnost ložiska	[N]
C_{0KL}	statická únosnost ložiska podpěrné kladky	[N]
C_{0KP}	statická únosnost kuličkového pouzdra	[N]
C_{0RA}	dynamická únosnost malého ložiska	[N]
C_{0RR}	statická únosnost radiálního ložiska	[N]
C_k	součinitel počtu řemenů v převodu	[1]
C_{KL}	dynamická únosnost ložiska podpěrné kladky	[N]
C_{KP}	dynamická únosnost kuličkového pouzdra	[N]
C_L	součinitel přihlížející k vlivu délky řemene	[1]
C_P	součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[1]
C_{RA}	dynamická únosnost malého ložiska	[N]
C_{RR}	dynamická únosnost radiálního ložiska	[N]
C_α	součinitel úhlu opásání	[1]
D	vnější průměr brousícího kotouče	[mm]
D_{BKMIN}	minimální průměr brousícího kotouče	[mm]
D_{BMIN}	minimální vnitřní průměr trubky plynoucí ze zadání	[mm]
D_{KL}	vnější průměr ložiska kladky	[mm]
D_L	vnější průměr ložiska	[mm]
$D_{M\check{R}}$	normalizovaný průměr malé řemenice	[mm]
$D_{M\check{R}}$	zvolený normalizovaný průměr malé řemenice	[mm]
$D_{M\check{R}MAX}$	maximální průměr malé řemenice	[mm]
$D_{M\check{R}MIN}$	minimální průměr malé řemenice	[mm]
D_R	vnější průměr pojezdové rolny	[mm]

$D_{V\check{R}}$	zvolený normalizovaný průměr velké řemenice	[mm]
$D_{V\check{R}T}$	ideální teoretický průměr velké řemenice	[mm]
F	přenášená obvodová síla	[N]
F_{1C}	síla v tažené větvi při uvážení vlivu odstředivé síly	[N]
F_{2C}	síla v tažené větvi při uvážení vlivu odstředivé síly	[N]
F_A	axiální zatížení působící na ložisko	[N]
F_{AK}	maximální síla aktuátoru	[N]
F_C	řezná síla ležící ve směru řezné rychlosti	[N]
F_{CI}	složka odstředivé síly připadající na jeden řemen	[N]
F_{CC}	celková odstředivá síla	[N]
F_{CMAX}	maximální teoretická řezná síla	[N]
F_F	posuvová síla	[N]
F_{FMAX}	teoretická maximální posuvová síla	[N]
F_{HT}	tíhová síla	[N]
$F_{H\check{R}}$	síla namáhající hřídel	[N]
F_{OD}	celková odporová síla pojezdu	[N]
F_P	pasivní síla	[N]
F_{PP}	potřebné předpětí	[N]
$F_{P\check{R}}$	síla působící na náboj	[N]
F_Q	přípustné radiální zatížení při působišti síly na konci hřídele	[N]
F_R	radiální zatížení působící na ložisko	[N]
F_{RA}	axiální zatížení pojezdové rolny	[N]
F_{RMIN}	minimální zatížení ložiska	[N]
F_U	síla působící na hřeben	[N]
F_{VT}	třecí síla způsobená čepovým třením	[N]
H	šířka kotouče	[mm]
K	teoretický potřebný počet řemenů	[1]
K_A	součinitel zatížení	[1]
L_{10H}	životnost ložiska při 90 [%] spolehlivosti	[hod]
L_{10HKL}	životnost ložiska podpěrné kladky při 90 [%] spolehlivosti	[hod]
L_{10HP}	životnost předního pevného ložiska vřetene při 90 [%] spolehlivosti	[hod]
L_{10HR}	životnost malého ložiska při 90 [%] spolehlivosti	[hod]
L_H	životnost kuličkového pouzdra	[hod]

L_{HKB}	součinitel rovnoměrnosti zatížení	[1]
$L_{\dot{R}}$	normalizovaná délka řemene	[mm]
$L_{\dot{R}V}$	výpočtová délka řemene	[mm]
M_{HP}	moment přenesený na přední vřeteno	[N · m]
M_{HS}	moment přenesený na první spojovací hřídel	[N · m]
M_{HZ}	moment působící na zadní hřídel	[N · m]
M_K	potřebný moment na brousícím kotouči	[N · m]
M_{KB}	moment přenesený na brousící kotouče	[N · m]
M_{MP}	výstupní nominální moment pohonu pojezdu při 50 [Hz]	[N · m]
M_{MV}	jmenovitý moment motoru při 50 [Hz]	[N · m]
M_P	potřebný moment pohonu pojezdu	[N · m]
N_0	jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem	[kW]
N_p	skutečný výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
P	potřebný výkon na brousícím kotouči	[W]
P_0	ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
P_{0KL}	ekvivalentní statické zatížení ložiska podpěrné kladky	[N]
P_E	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
P_{KL}	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska podpěrné kladky	[N]
P_{MV}	jmenovitý výkon motoru při 50 [Hz]	[kW]
P_P	ekvivalentní dynamické zatížení předního pevného ložiska	[N]
P_{PP}	jmenovitý výkon motoru pojezdu při 50 [Hz]	[W]
P_S	potřebný příkon motoru vřetene	[W]
R_1	reakce v axiálně volném ložisku	[N]
R_2	reakce v axiálně pevném ložisku	[N]
R_3	reakce v axiálně volném ložisku předního vřetene	[N]
R_4	reakce v axiálně pevném ložisku předního vřetene	[N]
R_5	reakce v axiálně volném ložisku spojovacího vřetene	[N]
R_6	reakce v axiálně volném ložisku spojovacího vřetene	[N]
$Re_{11\ 500}$	mez kluzu	[MPa]
Re_{11523}	mez kluzu materiálu 11 523	[MPa]
R_{ek}	mez kluzu v krutu	[MPa]
$R_{m11\ 500}$	mez pevnosti	[MPa]
R_P	reakce v pevné podpoře přenášená aktuátorem	[N]
R_{PKP}	reakce v pevné podpoře přenášená lineárním vedením	[N]
R_{PV}	reakce v pevné podpoře vzniklá působením řezné síly	[N]

R_{ZKP}	reakce ve vozíku vřetene přenášená lineárním vedením	[N]
R_{ZV}	reakce v pevné podpoře vzniklá působením řezné síly	[N]
S_B	součinitel bezpečnosti	[1]
$S_{\dot{R}}$	obsah průřezu řemene	[cm ²]
S_g	součinitel zohledňující vliv teploty	[1]
T_{KN}	jmenovitý moment přenášený elastomerní spojkou	[N · m]
T_{KNV}	jmenovitý moment přenášený vlnovcovou spojkou	[N · m]
W	odpor pojízdných kol	[N]
X	součinitel radiálního dynamického zatížení	[1]
Y	součinitel axiálního dynamického zatížení	[1]
Y_0	součinitel statického axiálního zatížení ložiska	[1]
Y_I	součinitel axiálního zatížení ložiska	[1]
a_e	radiální záběr	[mm]
b	šířka těsného pera	[mm]
d	průměr díry	[mm]
$d_{H\dot{R}}$	průměr vrtání řemenice zadního vřetene	[mm]
d_{KL}	průměr díry ložiska kladky	[mm]
d_{KLA}	průměr podpěrné kladky	[mm]
d_{KP}	průměr vodící tyče	[mm]
d_p	průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
d_w	průměr obrobku	[mm]
d_{wMIN}	nejmenší vnější průměr obrobku plynoucí ze zadání	[mm]
e	valivé tření	[mm]
f	součinitel vláknového tření u plochého řemene	[1]
f_0	součinitel suchého smykového tření	[1]
f_a	axiální posuv na jednu otáčku obrobku	[mm]
f_C	kontaktní součinitel	[1]
$f_{\dot{c}}$	součinitel čepového tření pro valivé uložení	[1]
f_H	součinitel povrchové tvrdosti vodící tyče	[1]
f_K	součinitel tření v klínové drážce	[1]
f_n	součinitel rychlosti a mazání	[1]
f_{PPMAX}	maximální rychlost axiálního pracovního posuvu	[mm · s ⁻¹]
f_{PPZMAX}	maximální rychlost posuvu plynoucí ze zadání	[mm · s ⁻¹]
f_S	statická bezpečnost kuličkového pouzdra	[1]
f_T	součinitel teploty	[1]

f_W	součinitel zatížení	[1]
g	gravitační zrychlení	[ms ⁻²]
i_{PP}	převodový poměr pohonu pojezdu	[1]
i_{VP}	ideální převodový poměr	[1]
i_{VS}	skutečný převodový poměr	[1]
k_d	dynamická bezpečnost v místě 2	[1]
k_{DO}	dynamická bezpečnost v ohybu v místě 2	[1]
k_p	součinitel bezpečnosti předpětí řemenového převodu	[1]
k_{Ra}	součinitel jakosti povrchu	[1]
k_{s1}	výsledná statická bezpečnost v místě 1	[1]
k_{s2}	výsledná statická bezpečnost v místě 2	[1]
k_{SK}	statická bezpečnost v krutu v místě 2	[1]
k_V	bezpečnost v místě s maximálním redukovaným napětím	[1]
k_v	součinitel velikosti	[1]
l	minimální délka pera	[mm]
l'	potřebná délka pera plynoucí z podmínky na otlačení	[mm]
l_{AK}	zdvih aktuátoru	[mm]
l_L	vzdálenost mezi ložisky	[mm]
l_O	obráběná délka	[mm]
l_P	vzdálenost mezi těžištěm a osou otáčení podpěrné kladky pevné podpěry	[mm]
$l_{\tilde{R}}$	délka řemene	[m]
l_S	délka zdvihu	[mm]
l_T	vzdálenost těžiště od čela výstupního hřídele elektromotoru	[mm]
l_{TR}	vzdálenost mezi osou podpěrné kladky pevné podpory a mezi čelem trubky	[mm]
l_V	potřebná délka vřetene ve vzdálenosti od čela výstupního hřídele elektromotoru	[mm]
m_{ES}	hmotnost elastomerové spojky	[kg]
m_{H1}	hmotnost zadního vřetene	[kg]
m_{H2}	hmotnost předního vřetene	[kg]
m_{H3}	hmotnost spojovacího vřetene	[kg]
m_{HT}	hmotnost zdvihané části brusky	[kg]
m_{KL}	hmotnost ložiska kladky	[mm]

m_{KP}	hmotnost kuličkového pouzdra	[kg]
m_L	hmotnost ložiska	[kg]
m_P	hmotnost motoru včetně impulsního snímače otáček	[kg]
m_{PP}	hmotnost pohonu pojezdu	[kg]
m_R	hmotnost pojezdové rolly	[kg]
$m_{\dot{R}}$	hmotnost jednoho metru řemene	[kg]
m_{VS}	hmotnost vlnovcové spojky	[kg]
n_C	počet cyklů za minutu	[min ⁻¹]
n_{ESMAX}	maximální otáčky elastomerové spojky	[min ⁻¹]
n_k	otáčky brousícího kotouče	[min ⁻¹]
n_{KL}	otáčky podpěrné kladky	[min ⁻¹]
n_{KMAX}	maximální možné otáčky brousícího kotouče	[min ⁻¹]
n_{MV}	jmenovité otáčky motoru při 50 [Hz]	[min ⁻¹]
n_o	maximální otáčky obrobku	[min ⁻¹]
n_p	potřebné otáčky pastorku	[min ⁻¹]
n_{PP}	výstupní otáčky při pohonu pojezdu 50 [Hz]	[min ⁻¹]
n_{RA}	otáčky malého ložiska pojezdové rolly	[min ⁻¹]
n_{RR}	otáčky radiálního ložiska pojezdové rolly	[min ⁻¹]
n_{VSMA}	maximální otáčky vlnovcové spojky	[min ⁻¹]
O_{AK}	opakovatelnost	[mm]
p_{DP}	dovolený měrný tlak pro ocelovou řemenici	[MPa]
q	součinitel vrubové citlivosti podle Thuma	[1]
$r_{\check{c}}$	poloměr čepu	[mm]
s	skluz	[1]
s_0	statická bezpečnost ložiska	[1]
s_{0KL}	statická bezpečnost ložiska podpěrné kladky	[1]
s_{0R}	statická bezpečnost malého ložiska	[1]
t_1	hloubka drážky v náboji	[mm]
u_1	maximální průhyb zadního vřetene	[mm]
u_2	maximální průhyb předního vřetene	[mm]
u_3	maximální průhyb spojovacího vřetene	[mm]
v_{AK}	rychlost zdvihu aktuátoru	[mm · s ⁻¹]
v_c	obvodová rychlost brousícího kotouče	[m · s ⁻¹]
$v_{\dot{R}}$	obvodová rychlost řemenice	[m · s ⁻¹]
$v_{\dot{R}MAX}$	maximální obvodová rychlost řemene	[m · s ⁻¹]

v_W	obvodová rychlost obrobku	$[m \cdot s^{-1}]$
x_{MAX}	délka hřídele elektromotoru vřetene pod velkou řemenicí	$[mm]$
y_{DOV}	dovolený průhyb mezi ložisky	$[mm]$
α	úhel opásání malé řemenice	$[^\circ]$
α_{KS1}	tvarový součinitel pro ohyb v místě 1	$[1]$
α_{KS2}	tvarový součinitel pro ohyb v místě 2	$[1]$
α_{OS1}	tvarový součinitel pro ohyb v místě 1	$[1]$
α_{OS2}	tvarový součinitel pro ohyb v místě 2	$[1]$
β	úhel drážky řemenice	$[^\circ]$
β_T	vrubový součinitel dle Thuma v místě 2	$[1]$
γ	doplňkový úhel opásání malé řemenice	$[^\circ]$
η_L	účinnost jednoho hřídele uloženého ve valivých ložiscích	$[1]$
$\eta_{\dot{R}P}$	účinnost řemenového převodu	$[1]$
π	Ludolfovo číslo	$[1]$
$\rho_{\dot{R}}$	hustota řemene	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ_{O1}	vypočtené ohybové napětí v místě 1	$[MPa]$
σ_{O2}	vypočtené ohybové napětí v místě 2	$[MPa]$
σ_{OC}	mez únavy v ohybu pro hladký vzorek při souměrně střídavém kmitu pro uhlíkovou konstrukční ocel	$[MPa]$
σ_{OC}^*	mez únavy pro místo 2	$[MPa]$
σ_{OH1}	maximální napětí v ohybu v zadním vřetenu	$[MPa]$
σ_{OH2}	maximální napětí v ohybu v předním vřetenu	$[MPa]$
σ_{OH3}	maximální napětí v ohybu ve spojovacím vřetenu	$[MPa]$
σ_{OS1}	ohybové napětí v místě 1 při uvážení vlivu tvarového součinitele	$[MPa]$
σ_{OS2}	ohybové napětí v místě 2 při uvážení vlivu tvarového součinitele	$[MPa]$
σ_{REDS1}	redukováné napětí v místě 1	$[MPa]$
σ_{REDS2}	redukováné napětí v místě 2	$[MPa]$
τ_{K1}	vypočtené napětí v krutu v místě 1	$[MPa]$
τ_{K2}	vypočtené napětí v krutu v místě 2	$[MPa]$
τ_{KS1}	napětí v krutu v místě 1 při uvážení vlivu tvarového součinitele	$[MPa]$
τ_{KS2}	napětí v krutu v místě 2 při uvážení vlivu tvarového součinitele	$[MPa]$

τ_{OH1}	maximální napětí v krutu v zadním vřetenu	[MPa]
τ_{OH2}	maximální napětí v krutu v předním vřetenu	[MPa]
τ_{OH3}	maximální napětí v krutu ve spojovacím vřetenu	[MPa]
χ	součinitel přidavných odporů	[1]
ω_K	úhlová rychlost kotouče	[rad · s ⁻¹]

1. Úvod

Tématem této diplomové práce je návrh a konstrukční řešení brusky vnitřních průměrů trubek. Tato bruska bude sloužit k odstranění povrchových vad u trubek využívaných při dopravě medií. Diplomová práce byla řešena ve spolupráci se společností Prestar, s.r.o.

1. 1 Broušení [1],[2]

Broušení je dokončovací obráběcí operace, která se vyznačuje vysokou kvalitou obrobené plochy, geometrickou správností a vysokou přesností. Broušení řadíme mezi abrazivní metody obrábění. Patří mezi historicky nejdéle používané obráběcí metody.

Při broušení dochází k obrobení obráběné plochy s využitím mnohábřitého nástroje, který se nejčastěji skládá z nepravidelně rozložených zrn spojených pojivem. Nástroj tedy odebírá velké množství třísek malých rozměrů. Jak je z výše uvedeného textu patrné, při broušení se používá nástroj, který nemá přesně definovanou geometrii břitu.

Broušení můžeme rozdělit podle jednotlivých vlastností procesu do několika skupin:

Dle tvaru obráběné plochy:

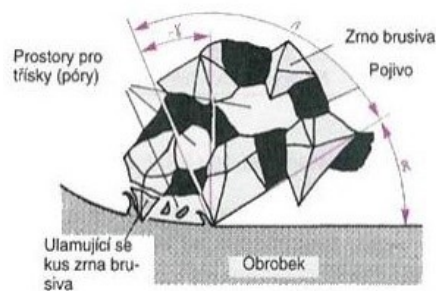
- Rovinné broušení
- Broušení do kulata
- Broušení tvarových ploch (například závity)
- Broušení s rotačním pohybem

Dle části kotouče, která se aktivně podílí na procesu obrábění:

- Čelní broušení
- Obvodové broušení

Dle hlavního pohybu posuvu obrobku vůči kotouči:

- Radiální broušení
- Axiální broušení
- Tangenciální broušení
- Obvodové zápichové broušení
- Čelní zápichové broušení



Obrázek 1.1 Princip broušení [3]

1.1.1 Brousící nástroje [2]

Nástroje jsou tvořeny zrna materiálů s vysokou tvrdostí. Tyto zrna jsou vázány v tělesech brousících nástrojů jako jsou - brousící, řezací a drážkovací kotouče, brousící a orovnávací kameny. Zrna mohou být také vázány v rovinných plochách – brousící pásy, papíry a plátna. Jelikož bylo u konstrukčního řešení využito brousícího kotouče, bude se další část rešerše nástrojů zabývat pouze brousícími kotouči.

U brousících kotoučů můžeme rozlišovat následující vlastnosti:

Tvar a rozměry kotouče

Geometrické tvary kotoučů jsou normalizovány. Přehled základních tvarů brousících kotoučů je uveden na obrázku 1.2.

Název	Vyobrazení	ČSN původní značení	Název	Vyobrazení	ČSN původní značení
Brousící kotouče pleché 48C-49C-96A-98A-99BA		22 4510	Brousící kotouče hrcovité 48C-49C-96A-98A-99A-99BA		22 4550
Kotouče rozbrušovací ploché 48C-49C-96A-97A		22 4513	Brousící kotouče miskovité 98A-99BA		22 4552
Brousící kotouče s jednostranným vybráním 96A		22 4520	Brousící kotouče kuželové 48C-98A-99BA		22 4560
Brousící kotouče s jednostranným zkoseným vybráním 48C-49C-96A-99BA		22 4522	Brousící kotouče na ostění tímenových kalibrů 98A		22 4570
Brousící kotouče s oboustranným vybráním 49C-98A-99BA		22 4523	Brousící kotouče talířové se zaoblenou hranou 99BA		22 4580
Brousící kotouče prstencové pro čelní broušení 48C-49C-98A-99A-99BA		22 4530	Brousící kotouče talířové 48C-99BA		22 4581
Brousící kotouče jednostranně zkosené 96A-97A-99A-99BA		22 4540	Brousící kotouče talířové na broušení ozubení 99A-99BA		22 4582
Brousící kotouče s oboustranným zkosením 99BA		22 4541	Brousící kotouče talířové s vypuklým středem 96A		22 4583
Brousící kotouče zaoblené 99BA		22 4542	Řezací kotouče s ocelovými středy 97A		22 4590

Obrázek 1.2 Přehled brousících a řezacích kotoučů [4]

Materiál brusiva [5]

Brusivo je tvrdý, ostrohranný materiál, kterým můžeme brousit měkčí materiály. Jeho volba závisí na materiálu obrobku. Rozlišujeme přírodní a syntetická brusiva.

Přírodní brusiva

Přírodní diamant

Jedná se o modifikaci uhlíku. Jeho zásoby jsou omezené a kvalita vytěženého nerostu je různá. Diamant vyniká svou vysokou tvrdostí, vysokým modulem pružnosti a vysokou tepelnou vodivostí. Mezi jeho nevýhody patří oxidace kolem teploty 700 [°C]. Přírodní diamant je proto při obrábění nutné chladit, případně zatěžovat na nižší teplotu.

Korund

Tento materiál se skládá až z 90 [%] krystalického oxidu hlinitého a z příměsí jiných materiálů. Vyznačuje se vysokou tvrdostí.

Smirek

Smirek je stejně jako korund založen na bázi krystalického oxidu hlinitého. Obsahuje ho však maximálně 60 [%]. Jeho vlastnosti jsou tedy v porovnání s korundem horší.

Syntetická brusiva

Umělý diamant

Výroba umělého diamantu je založena na přeměně krystalové mřížky uhlíku za pomoci natavení katalyzátoru (nikl, kobalt) za vysoké teploty a tlaku. Vyrábí se několik druhů umělých diamantů, které se od sebe liší mechanickými vlastnostmi a tvarem. Umělý diamant se používá k obrábění korundu, keramiky a dalších tvrdých materiálů. Vzhledem k jeho afinitě s uhlíkem za vyšších teplot, není příliš vhodný k obrábění ocele a litiny.

Kubický nitrid boru

Tento materiál je velmi tvrdý obsahuje bor a dusík. Jeho krystalická mřížka je podobná mřížce diamantu. Vyznačuje se také tepelnou stálostí do teploty 1200 [°C] a nereaguje s ocelí. Využívá se hlavně k obrábění legovaných ocelí.

Umělý korund

Umělý korund je v dnešní době nejvíce používané brusivo. Vyrábí se vytavením látek bohatých na krystalický oxid hlinitý. Vyznačuje se dostatečnou tvrdostí pro broušení

většiny kovů. Kolem teploty 1000 [°C] dochází ke změnám v krystalové mřížce, z toho plyne nutnost chlazení, případně vhodné omezení řezné rychlosti při obrábění.

Karbid křemíku

Jedná se o sloučeninu křemíku a uhlíku. Má vysokou tvrdost, ale nižší houževnatost. Používá se k obrábění slinutých karbidů, mědi a hliníků.

Materiál pojiva [2]

Materiál pojiva vytváří nosný základ pro brusivo. Tvoří také můstky, v kterých mohou odcházet třísky z oblasti obrábění. Ovlivňuje také možnost takzvaného „samoostření“ - vypadávání opotřeбенého brusiva z kotouče.

Magnezitové pojivo

Magnezitové pojivo je vhodné pro jemný výbrus. Tvoří křehké kotouče, které jsou citlivé na vlhkost, pevnost pojiva se navíc časem snižuje.

Keramické pojivo

Kotouče s tímto pojivem se vyznačují univerzálním použitím. Pojivo je odolné vůči většině chladicích kapalin. Jeho vlastnosti se časem příliš nemění. Mezi jeho hlavní nevýhody patří křehkost a citlivost vůči nárazům a bočním tlakům.

Umělá pryskyřice

Umělá pryskyřice je méně citlivá na boční rázy a na nárazy. Je tedy vhodná pro hrubování, broušení válcových ploch a řezání kovů a keramiky.

Přyzové pojivo

Využívá se pro tenké řezací kotouče a pro nástroje na leštění.

Struktura kotouče [2]

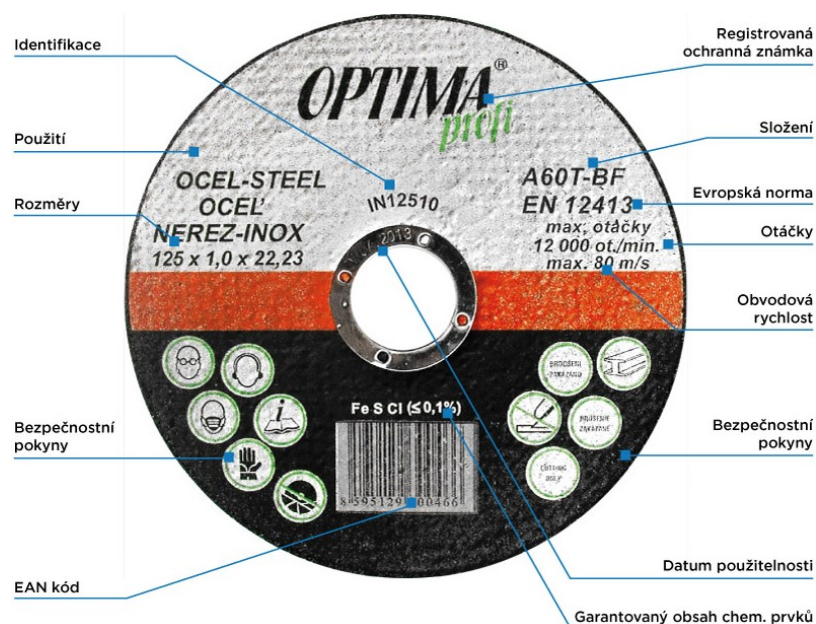
Je charakterizována vzdáleností mezi zrny brousícího kotouče či hutností kotouče. Pro broušení tvrdých materiálů se volí hutné kotouče. Při broušení houževnatých materiálů se využívají naopak pórovité kotouče. V případě požadavku na minimální tepelné ovlivnění obráběné součásti je vhodné použití obzvlášť pórovitých kotoučů.

Zrnitost brusiva [2]

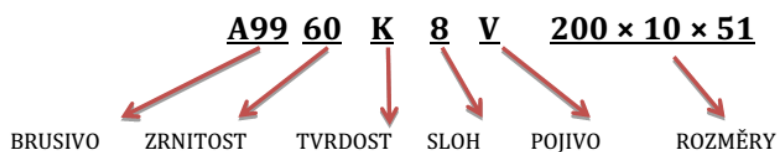
Volba kotouče vychází z požadované výsledné drsnosti. Čím nižší je požadovaná drsnost, tím musí být jemnější zrnitost brusiva. V případě obrábění měkkých materiálů se dává přednost brusivo z větších zrn.

Tvrdost kotouče [2]

Udává houževnatost a pružnost pojivových můstků mezi zrna. Tyto vlastnosti ovlivňují schopnost pojiva „udržet“ zrna. Tento parametr má vliv na možnost „samoostření“ nástroje. V praxi se používá zásada, že pro měkký obrobek se používá tvrdý kotouč a naopak.



Obrázek 1.3 Popis možného značení na kotouči [6]

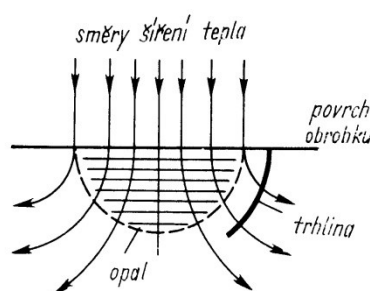


Obrázek 1.4 Příklad značení kotouče [3]

Vznik trhlin při broušení [2],[5]

Při broušení se dosahuje vysokých řezných rychlostí, což má za následek velkou produkci tepla. Toto teplo způsobuje tepelné ovlivnění, které může způsobit strukturální změny povrchu obráběné součásti a také vznik reziduálního napětí. Reziduální napětí dělíme na tlakové a tahové. Tlakové napětí má pozitivní vliv na odolnost povrchu vůči otěru a zvyšuje únavovou pevnost. Tahové napětí působí přesně naopak. V případě výrazného tepelného ovlivnění obrobku může dojít k tomu, že tyto vlivy překonají mez

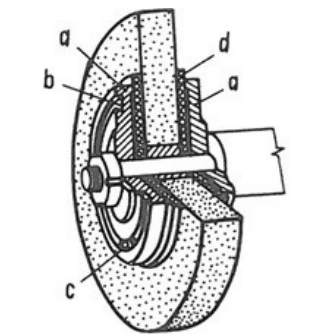
pevnosti broušeného materiálu a dojde ke vzniku trhlin. Trhliny často vznikají na okrajích opalů, jak je patrné z obrázku 1.5.



Obrázek 1.5 Schéma vzájemného výskytu opalu a trhliny [5]

Upínání kotoučů [2],[40]

Při upnutí brusného kotouče na vřeteno je nutné postupovat dle návodu od výrobce, případně dle platných norem. Především je nutné zkontrolovat celistvost kotouče poklepem, aby nedošlo k jeho následnému roztržení ve stroji. Malé kotouče se nejčastěji upínají přes válcovou upínací stopku. Upínání větších průměrů kotoučů se provádí s využitím upínacích přírub. Kotouče jsou v těchto přírubách nejčastěji upevněny pomocí mechanického sevření. Dále je vhodné mezi kotouč a přírubu umístit pružnou podložku tak, aby nedošlo k porušení celistvosti kotouče díky tlaku přírub.



Obrázek 1.6 Upnutí brousícího kotouče, a – upínací příruba, b – kruhová drážka, c – vyvažovací tělísko, d – pružná podložka [40]

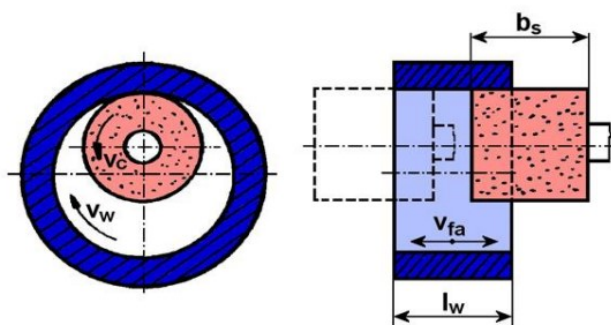
Vyvažování kotoučů [2]

S ohledem na vysokou řeznou rychlost je pro dosažení dobré kvality povrchu a pro minimalizaci vibrací nutné vyvažovat kotouče. Správné vyvážení kotouče má také vliv na životnost ložisek vřetene. V případě špatného vyvážení může dojít vlivem vznikajících sil až k roztržení kotouče. Vyvažování rozlišujeme jako statické a dynamické. Statické vyvažování se používá pro menší obvodové rychlosti a to tak, že se na vyvažovacím stojánku přenastaví vyvažovací tělíska. Dynamické vyvažování se používá pro kotouče s obvodovou rychlostí větší než $50 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$, šířkou větší než 30 [mm] a provádí se na speciálních vyvažovacích zařízeních.

1.1.2. Způsoby obvodového broušení vnitřních ploch

Axiální broušení [1]

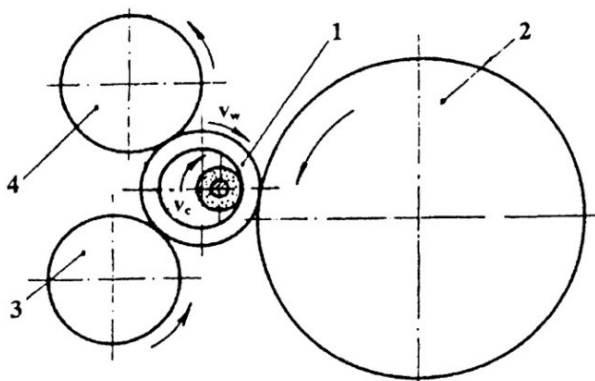
Při tomto způsobu broušení se brusný kotouč o obvodové rychlost v_c posouvá ve směru osy obráběného otvoru. Obrobek má obvodovou rychlost v_w a úběr materiálu je řízen posuvem kotouče k povrchu otvoru. Průměr brousícího kotouče by měl být maximálně 0,7 až 0,9 násobek průměru broušeného otvoru. Podmínky při tomto způsobu broušení jsou velmi nepříznivé, jelikož dochází k velkému namáhání brusných zrn a je také omezen „přirozený“ odvod třísek z oblasti obrábění. Díky této skutečnosti se brousící kotouče rychle opotřebovávají a zanášejí. Kotouče je proto nutné často orovnávat. Při požadavku na dodržení vysokých geometrických tolerancí je kladen důraz na velkou tuhost vřetene.



Obrázek 1.7 Schéma axiálního broušení [3]

Bezhraté broušení [1]

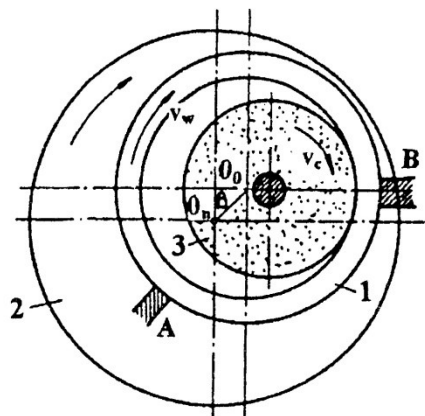
Princip tohoto způsobu broušení je velmi podobný axiálnímu broušení. Rozdíl je však v upnutí součástky. Součást je uložena mezi kotouče 2, 3, 4, kde podávací kotouč 2 zajišťuje otáčení součásti. Opěrný kotouč 3 řídí polohu obrobku a kotouč 4 přitlačuje, tedy upíná obrobek během broušení. Velká nevýhoda tohoto způsobu broušení je důraz na kvalitu vnějšího povrchu obrobku. V případě výrazných geometrických úchylek může docházet k nepřesnostem otáčení. V případě kvalitního vnějšího povrchu obrobku dokáže tento způsob broušení zajistit velmi přesný výsledek.



Obrázek 1.8 Schéma vnitřního bezhratého broušení [1]

Bezhruté broušení v tuhých opěrkách [1]

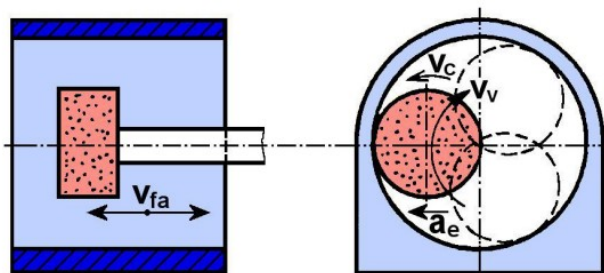
Princip tohoto broušení plyne z obrázku 1.9. Tento způsob umožňuje dosažení vysoké geometrické přesnosti obrobku.



Obrázek 1.9 Schéma broušení v tuhých opěrkách [1]

Planetové broušení [1]

Tato metoda se používá pro rozměrné obrobky, které nelze jednoduše upnout na klasických bruskách. Z obrázku 1.10 je patrný princip. Nástroj se otáčí obvodovou rychlostí v_c a také koná rotační pohyb kolem středu obráběné díry s rychlostí v_v . Posuv ve směru osy obrobku je také zajištěn posuvem nástroje.



Obrázek 1.10 Schéma vnitřního planetového broušení [3]

S ohledem na zadání volím konstrukční řešení založené na axiální broušení. Z tohoto důvodu se zbylá část rešerše bude zabývat možnostmi axiálního broušení.

2. Strojní zařízení pro vnitřní broušení

Univerzální hrotová bruska

Univerzální hrotová bruska umožňuje přesné axiální broušení. Konstrukce je velmi podobná klasickému univerzálnímu soustruhu. Model BUB 40 B Profi například umožňuje upnutí obrobku mezi hroty, letmo do sklíčidla, případně na magnetickou upínací desku.[7]



Obrázek 2.1 Univerzální hrotová bruska BUB 40 B Profi [7]

Broušení ruční bruskou

Toto broušení je vhodné pouze pro velmi krátké délky trubek. Problematické je také dodržení předepsaných geometrických tolerancí. Hodí se především na úpravu hran po dělení trubky.



Obrázek 2.2 Přímá bruska GGS 6 S Professional osazená 1150 [W] motorem [8]

Broušení ruční bruskou s ohebným hřídelem

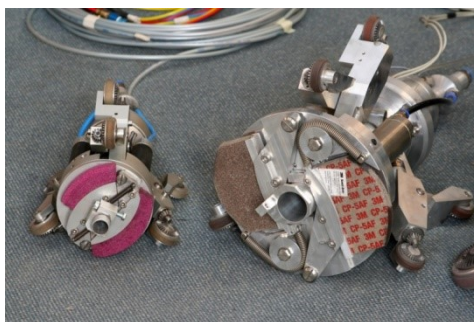
Na rozdíl od broušení ruční bruskou se dá použít pro delší trubku, případně pro úseky s mírným zaoblením. Kromě využití na odjehlení nachází také využití při broušení malých svarů blízko okraje trubky.



Obrázek 2.3 Bruska s ohebným hřídelem [9]

Robotická bruska [10]

Roboti se převážně používají pro kontrolu stavu potrubí. Některé roboty však můžeme osadit příslušenstvím pro broušení a poté jsou vhodní pro úpravu malých ploch uvnitř trubek - nejčastěji svarů. Na obrázcích 2.4 a 2.5 je vyobrazen inspekční robot od firmy IBASS GmbH & Co. Brusná část je poháněna pneumatickým motorem, což snižuje váhu robota oproti klasickému elektromotoru.



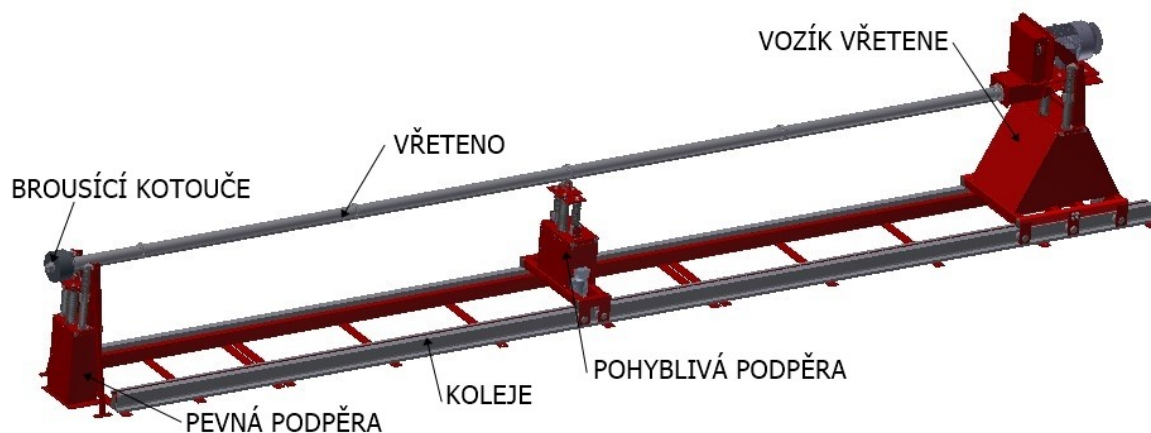
Obrázek 2.4 Robot osazený příslušenstvím pro broušení [10]



Obrázek 2.5 Robot při broušení [10]

3. Konstrukční návrh brusky vnitřních průměrů trubek

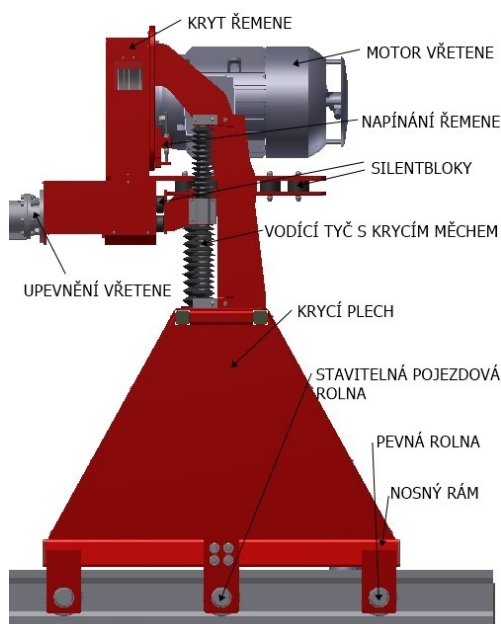
S ohledem na rozměry obrobku jsem zvolil způsob obrábění s otočením obrobku kolem jeho svislé osy. Celkovou délku, kterou je nutné z jedné strany trubky obrobit, jsem s přihlédnutím k šířce brousících kotoučů zvolil 6620 [mm]. Z důvodu značné délky vřetene volím konstrukční uspořádání s upevněním případně podepřením vřetene ve třech místech. Vřeteno je upevněno ve vozíku vřetene a dále je na své délce podepřeno pevnou podpěrou, která je umístěna blízko čela obráběné trubky a pohyblivou podpěrou.



Obrázek 3.1 Bruska vnitřních průměrů trubek

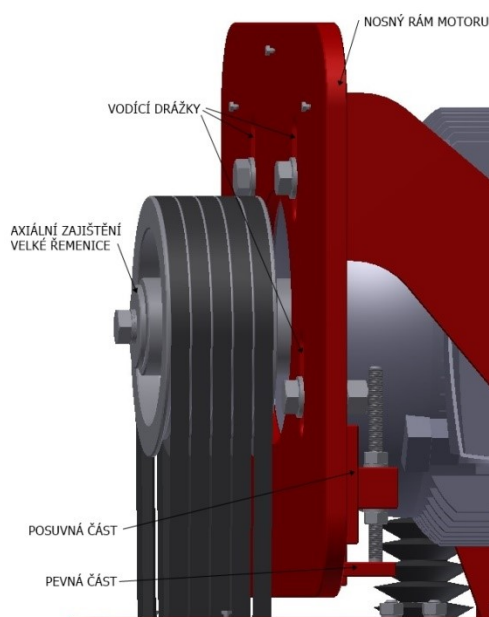
Vozík vřetene zajišťuje posuv vřetene při broušení. Nosná konstrukce je řešena jako svařenec, na který jsou připevněny krycí plechy. K vozíku jsou dále uchyceny vodící tyče,

které zajišťují vedení zdvihané části brusky a aktuátor, který zajišťuje samotný zdvih. Zdvih brusky byl s ohledem na obráběné průměry trubek a na průhyb vřetene určen jako 300 [mm]. Pro zdvih ve všech třech místech byl použit jeden model aktuátoru. Tato skutečnost zajišťuje velice snadnou synchronizaci chodu aktuátorů. Kvůli možnosti zasažení vodících tyčí, případně aktuátorů jiskrami z broušení, jsou všechny aktuátory a vodící tyče opatřeny krycími měchy. Z důvodu minimalizace působení vibrací na pojezd/aktuátor je vřeteno k vozíku upevněno přes silentbloky.



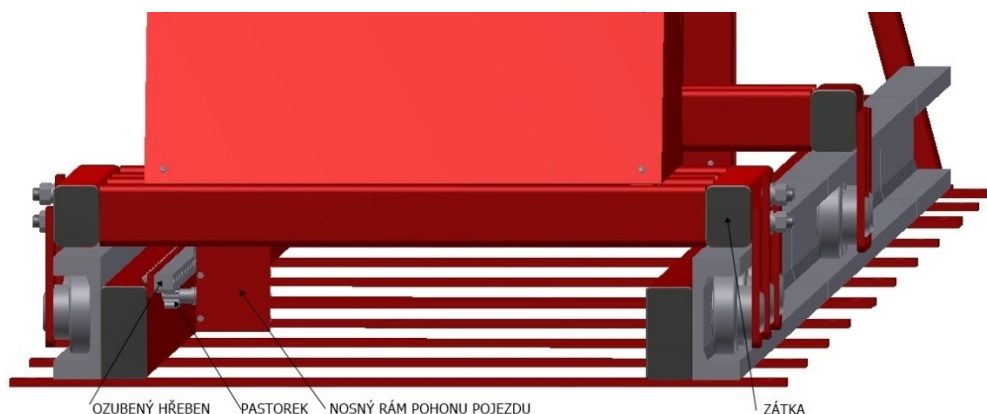
Obrázek 3.2 Vozík vřetene

Pohon vřetene je realizován elektromotorem a řemenovým převodem. Napínání řemene je řešeno utahováním matic, díky kterému dochází k posuvu motoru. Řešení napínání řemene je patrné z obrázku 3.3.



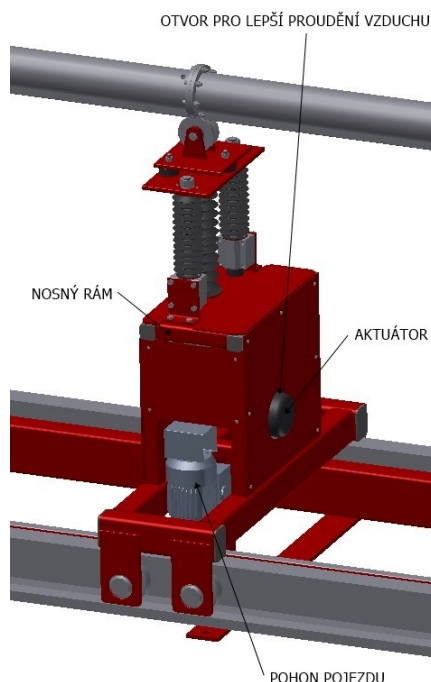
Obrázek 3.3 Detail napínání řemene

Z důvodu zajištění stability vozíku, bylo zvoleno vedení pojezdových roln, v profilech tvaru U. Prostřední pojezdové rolly vozíku jsou výškově stavitelné, což umožňuje vymezení vůli. Pojezd vozíku je poháněn šnekovou elektropřevodovkou s pastorkem. Pastorek zabírá do ozubeného hřebenu, který je za pomoci šroubů upevněn na výztuži kolejnic. Z důvodu zabránění přičení vozíku jsou zvoleny pojezdové rolly opatřené dalším válečkem na čele rolly. Krajiní pozice vozíku na kolejích budou jištěny koncovými spínači.



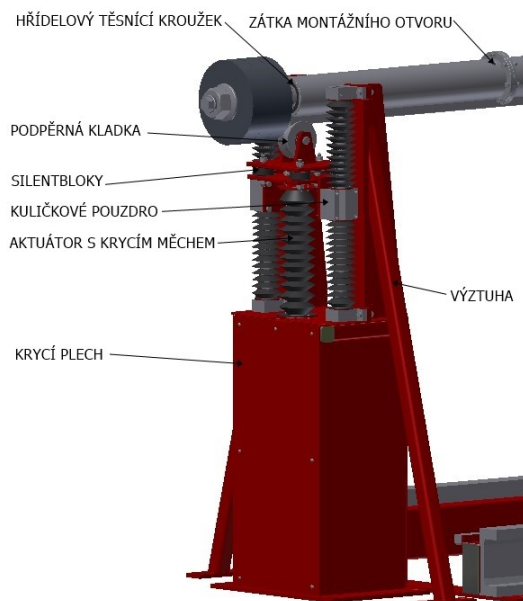
Obrázek 3.4 Pojezd vozíku vřetene

Pohyblivá podpěra má svůj vlastní pohon pojezdu nezávislý na pojezdu vozíku. Tato podpěra je vystavena nejmenšímu působení vnějších sil. Z tohoto důvodu se vyznačuje lehčí a jednodušší konstrukcí. Podpěrná kladka je z důvodu minimalizace přenosu vibrací do rámu stroje umístěna na trojici silentbloků.

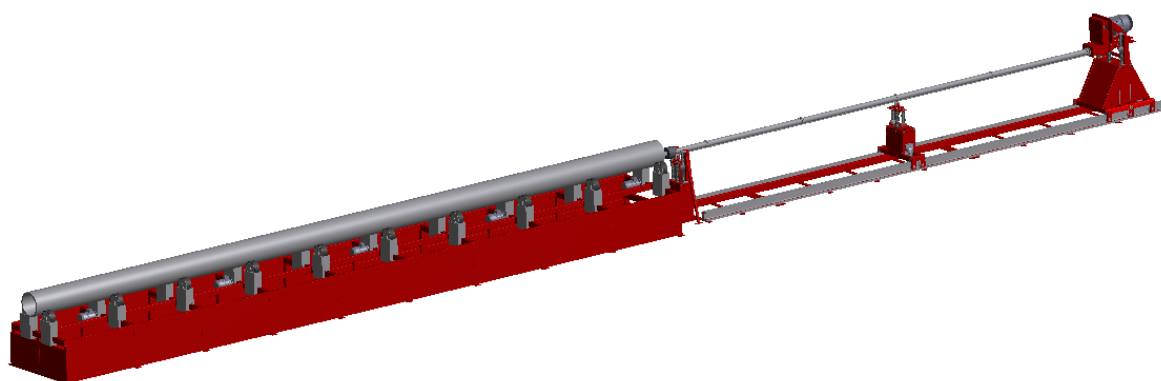


Obrázek 3.5 Pohyblivá podpěra

Pevná podpěra je umístěna v blízkosti čela obráběné trubky. Z důvodu působení největších sil je konstrukce vyztužena výztuhami. Podpěrná kladka je také usazena na trojici silentbloků.



Obrázek 3.6 Pevná podpěra



Obrázek 3.7 Vyobrazení brusky trubek s tratí

3.1 Volba parametrů broušení

Pro obrobení válcové plochy budou použity ploché brousící kotouče. Při volbě vhodných rozměrů kotoučů vycházím ze vztahu pro minimální rozměr kotouče při vnitřním broušení s axiálním posuvem a radiálním přísuvem dle [1] a dále z normy ČSN 22 4510 [11].

Výpočet minimálního průměru brousícího kotouče

$$D_{BKMIN} = (0,7 \div 0,9) \cdot D_{BMIN} \text{ [mm]} \quad (3.1)$$

$$D_{BKMIN} = (0,7 \div 0,9) \cdot 180 = 126 \div 162 \text{ [mm]}$$

kde D_{BKMIN}minimální průměr brousícího kotouče [mm]
 D_{BMIN} minimální vnitřní průměr trubky plynoucí ze zadání [mm]

S ohledem na přiměřený potřebný příkon volím rozsah kotoučů dle [11] v rozmezí vnějšího průměru 150 [mm] až 250 [mm]. Vnitřní průměr kotoučů volím 51 [mm] z důvodu doporučení panem Ing. Janem Rychtou z firmy Prestar, s.r.o. [mm] [12].

Tabulka 3.1 Rozměry použitelných kotoučů

Vnější průměr kotouče D [mm]	Šířky kotouče H [mm]	Vnitřní průměr kotouče d [mm]
150	13; 16; 20; 25; 32; 40; 63	51
200	6; 8; 10; 13; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	51
250	13; 16; 20; 25; 32	51

S ohledem na způsob obrábění je předpoklad většího zanášení kotoučů, kvůli zhoršenému odvodu třísek, který je prováděn odsáváním na volné straně obráběné trubky. Z tohoto důvodu volím více kotoučů za sebou, vyskládaných na délce 120 [mm]. Kde zbylá šířka do rozměru 120 [mm] bude vhodně vyložena podložkami.

Volba řezné rychlosti

Dle [2] volím řeznou rychlost $v_c = 30 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$. Tato rychlost tedy odpovídá obvodové rychlosti kotouče.

Volba obvodové rychlosti obrobku

Dle [1] je doporučen poměr mezi obvodovou rychlostí obrobku v_w a obvodovou rychlostí brousícího kotouče v_c 1:60 až 1:100. S ohledem na vysokou hmotnost obrobku volím poměr 1:90.

$$v_w = \frac{v_c}{90} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (3.2)$$

$$v_w = \frac{30}{90} = 0,333 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

kde v_wobvodová rychlost obrobku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 v_cobvodová rychlost brousícího kotouče [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Výpočet otáček brousících kotoučů

Výpočet otáček je proveden pro průměr kotouče $D = 150$ [mm]. Zbylé hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.2.

$$n_K = \frac{v_c}{\pi \cdot D} \cdot 60 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.3)$$

$$n_K = \frac{30}{\pi \cdot 0,150} \cdot 60 = 3819,719 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

kde n_k otáčky brousícího kotouče [min^{-1}]
 πLudolfovo číslo [1]
 Dvnější průměr brousícího kotouče [mm]

Výpočet úhlových rychlostí brousících kotoučů

Výpočet úhlové rychlosti je proveden pro průměr kotouče $D = 150$ [mm]. Zbylé hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.2.

$$\omega_K = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_K}{60} \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (3.4)$$

$$\omega_K = 2 \cdot \pi \cdot \frac{3819,719}{60} = 400 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

kde ω_K úhlová rychlost kotouče [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

Tabulka 3.2 Souhrn otáček a úhlových rychlostí v závislosti na průměru kotouče

Vnější průměr kotouče D [mm]	Otáčky brousícího kotouče n_K [min^{-1}]	Úhlová rychlost brousícího kotouče ω_K [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]
150	3819,718	400
200	2864,788	300
250	2291,831	240

Výpočet maximálních otáček obrobku:

$$n_o = \frac{v_w}{\pi \cdot d_{wMIN}} \cdot 60 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.5)$$

$$n_o = \frac{0,333}{\pi \cdot 0,273} \cdot 60 = 23,296 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

kde n_o maximální otáčky obrobku [min^{-1}]
 d_{wMIN} nejmenší vnější průměr obrobku plynoucí ze zadání [mm]

Výpočet maximálního axiálního posuvu stolu brusky na jednu otáčku obrobku

Tento výpočet vychází ze vztahu uvedeného v [2] pro axiální obvodové broušení vnitřních ploch do kulata při broušení ocelí na hrubo. Z důvodu zjištění maximální možného posuvu volím horní hranici rozmezí.

$$f_a = (0,6 \div 0,8) \cdot B_S \text{ [mm]} \quad (3.6)$$

$$f_a = 0,8 \cdot 120 = 96 \text{ [mm]}$$

kde f_a axiální posuv na jednu otáčku obrobku [mm]

B_S maximální šířka brousících kotoučů [mm]

Výpočet maximální rychlosti axiálního pracovního posuvu

$$f_{PPMAX} = f_a \cdot \frac{n_o}{60} \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.7)$$

$$f_{PPMAX} = 96 \cdot \frac{23,296}{60} = 37,274 \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}]$$

kde f_{PPMAX} maximální rychlost axiálního pracovního posuvu [mm · s⁻¹]

Maximální rychlost axiálního pracovního posuvu $f_{PPMAX} = 37,272 \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}]$ je menší než maximální rychlost posuvu plynoucí ze zadání $f_{PPZMAX} = 40 \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}]$.

Síly vznikající při broušení

Při broušení vzniká celková řezná síla působící v obecném směru mezi obrobkem a brousícím kotoučem. Tato celková řezná síla se rozkládá do tří na sebe kolmých složek. Nejvýznamnější složka je pasivní síla F_P , která je kolmá na broušenou plochu. Ve směru řezné rychlosti působí řezná síla F_C a ve směru posuvu působí posuvová síla F_F . [2]

Mezi silami dle [2] platí následující vztah.

$$F_P > F_C > F_F \text{ [N]} \quad (3.8)$$

kde F_P pasivní síla [N]

F_C řezná síla ležící ve směru řezné rychlosti [N]

F_F posuvová síla [N]

Výpočet řezné síly

Výpočet řezné síly, ve směru řezné rychlosti, je proveden dle [2], s využitím experimentálně získaného vztahu platného pro obvodové axiální broušení vnitřních rotačních ploch.

$$F_C = 2,5 \cdot v_w^{0,5} \cdot f_a^{0,4} \cdot a_e^{0,4} \cdot d_w^{0,3} \text{ [N]} \quad (3.9)$$

$$F_C = 2,5 \cdot (0,333 \cdot 60)^{0,5} \cdot 96^{0,4} \cdot 0,2^{0,4} \cdot 660^{0,3} = 255,518 \text{ [N]}$$

kde a_e radiální záběr; volím $a_e = 0,2$ [mm]

d_w průměr obrobku; volím maximální průměr obrobku dle zadání
[mm]

Výpočet potřebného momentu na brousícím kotouči

Výpočet potřebného momentu na brousícím kotouči je proveden pro průměr kotouče 150 [mm]. Zbylé hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.3.

$$M_K = F_C \cdot \frac{D}{2} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.10)$$

$$M_K = 255,518 \cdot \frac{0,150}{2} = 19,164 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

kde M_K potřebný moment na brousícím kotouči [N · m]

Tabulka 3.3 Velikost potřebného momentu v závislosti na průměru brousícího kotouče

Vnější průměr kotouče D [mm]	Potřebný moment na brousícím kotouči M_K [N · m]
150	19,164
200	25,552
250	31,94

3.2 Výpočet a volba pohonu vřetene

Výpočet potřebného výkonu vřetene

Otáčky pohonu vřetene budou řízeny frekvenčním měničem s vektorovým řízením. To znamená, že při řízení budou klesat otáčky motoru, avšak moment motoru se bude blížit konstantní hodnotě. Z tohoto důvodu je potřebný výkon počítán jako součin maximálního momentu brousícího kotouče, což odpovídá kotouči o vnějším průměru $D = 250$ [mm] a maximální úhlové rychlosti, která odpovídá kotouči o vnějším průměru $D = 150$ [mm].

$$P = M_K \cdot \omega_K [W] \quad (3.11)$$

$$P = 31,94 \cdot 400 = 12776 [W]$$

kde P potřebný výkon na brousícím kotouči [W]

Výpočet potřebného příkonu pohonu

Pohon brousících kotoučů bude realizován za použití klínového řemene. Do výpočtu je proto započítána účinnost klínového řemene a dále je uvažováno s účinností ložisek, v kterých je vřeteno uloženo.

$$P_S = \frac{P}{\eta_{\dot{R}P} \cdot \eta_L^6} [W] \quad (3.12)$$

$$P_S = \frac{12776}{0,95 \cdot 0,999^6} = 13529,394 [W]$$

kde P_S potřebný příkon motoru vřetene [W]

$\eta_{\dot{R}P}$ účinnost řemenového převodu; volím dle [13] $\eta_{\dot{R}P} = 0,95 [1]$

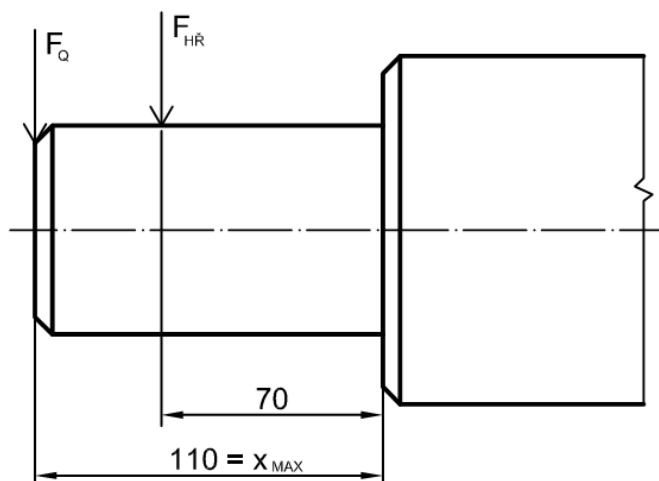
η_L účinnost jednoho hřídele uloženého ve valivých ložiscích; dle [14]

$$\eta_L = 0,999 [1]$$

3.2.1 Volba motoru pro pohon vřetene

Od 1. 1. 2015 je nutné pro motory o výkonech od 7,5 [kW] do 375 [kW] volit třídu účinnosti IE3. V případě, kdy je motor napájen přes frekvenční měnič, je i nadále dostačující třída účinnosti IE2. Z tohoto důvodu volím pro pohon vřetene motor o nejbližším vyšším dostupném výkonu a třídě účinnosti IE2. [15]

Pro pohon vřetene volím dvoupólový elektromotor 1LE1001-1DA33-4FA5-Z G01+L22 od firmy Siemens, s.r.o. [16]. Z důvodu nutného vyvození předpětí řemene bude hřídel elektromotoru zatížen silou $F_{H\dot{R}}$ (3.43). V případě použití běžně dodávaných ložisek k elektromotoru, dojde k překročení přípustného radiálního zatížení. Proto volím variantu motoru s ložisky pro zvýšené radiální zatížení. Tato varianta je schopna v místě x_{MAX} přenést sílu $F_Q = 2240 [N]$. Jak je z obrázku 3.8 patrné, tak působí síla $F_{H\dot{R}} = 1620,233 [N]$ (3.43) leží v příznivějším působišti. Z tohoto důvodu považuji ložiska jako vyhovující. [16]



Obrázek 3.8 Vyobrazení působíště síly namáhající hřídel elektromotoru

Tabulka 3.4 Základní parametry elektromotoru vřetene [16]

Jmenovitý výkon motoru při 50 [Hz]	P_{MV}	15	[kW]
Jmenovité otáčky motoru při 50 [Hz]	n_{MV}	2955	$[\text{min}^{-1}]$
Jmenovitý moment motoru při 50 [Hz]	M_{MV}	48	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
Hmotnost motoru včetně impulsního snímače otáček	m_P	75,3	[kg]
Přípustné radiální zatížení při působíšti síly na konci hřídele	F_Q	2240	[N]

Volba frekvenčního měniče motoru vřetene

K řízení otáček vřetene bude použit frekvenční měnič WJ200-150HJ, který byl pro tuto aplikaci doporučen obchodním zástupcem firmy AEF, s.r.o. Jedná se o frekvenční měnič s vektorovým řízením. Vhodným řízením bude také omezen záběrový moment na moment jmenovitý z důvodu rozběhu brousících kotoučů v nezatíženém stavu. [38]

Výpočet ideálního převodového poměru

$$i_{VP} = \frac{n_{MV}}{n_K} [1] \quad (3.13)$$

$$i_{VP} = \frac{2955}{3819,718} = 0,774 [1]$$

kde i_{VP} ideální převodový poměr [1]

n_{MV} jmenovité otáčky motoru při 50 [Hz]; dle [16] $[\text{min}^{-1}]$

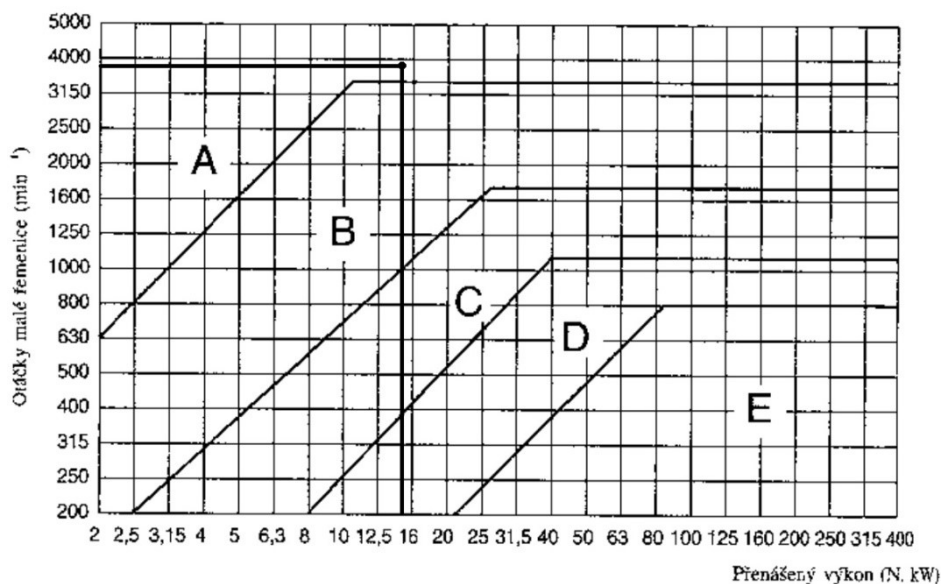
S ohledem na nízký převodový poměr volím převod klínovými řemeny klasického průřezu. Řemenové převody se vyznačují možností prokluzu při přetížení a díky tomu plní funkci pojistné spojky. V případě havárie a blokaci vřetene nedojde k poškození motoru. To, že řemenové převody díky možnému skluzu při chodu nezajišťují přesný pohyb, je pro tuto aplikaci nepodstatné. Dále pak považuji za zanedbatelnou nestálost převodového poměru. [4]

3.2.2 Výpočet řemenového převodu

Při výpočtu řemenového převodu klasického průřezu vycházím z [17] a dále pak z [13].

Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene

Dle diagramu na obrázku 3.9 volím klínový řemen průřezu A.



Obrázek 3.9 Volba velikosti průřezu u klínového řemene klasického průřezu

Výpočet normalizovaných průměrů řemenic

Pro volbu průměru malé řemenice musí být splněna následující podmínka:

$$D_{M\check{R}MIN} \leq D_{M\check{R}} \leq D_{M\check{R}MAX} \text{ [mm]} \quad (3.14)$$

kde $D_{M\check{R}MIN}$ minimální průměr malé řemenice; pro průřez řemene A dle [17]

$$D_{M\check{R}MIN} = 90 \text{ [mm]}$$

$D_{M\check{R}}$ normalizovaný průměr malé řemenice [mm]

$D_{M\check{R}MAX}$ maximální průměr malé řemenice [mm]

Maximální průměr malé řemenice je vypočítán s ohledem na maximální obvodovou rychlost použitého řemene. Pro navrhovaný pohon volím typ řemene Rekord, který umožňuje maximální obvodovou rychlost $v_{\dot{R}MAX} = 30 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$. [17]

$$D_{M\dot{R}MAX} = \frac{60000 \cdot v_{\dot{R}MAX}}{\pi \cdot n_K} \text{ [mm]} \quad (3.15)$$

$$D_{M\dot{R}MAX} = \frac{60000 \cdot 30}{\pi \cdot 3819,718} = 150 \text{ [mm]}$$

kde $v_{\dot{R}MAX}$ maximální obvodová rychlost řemene; dle [17] pro typ řemene Rekord $v_{\dot{R}MAX} = 30 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$.

Dle [17] volím pro průřez A řemene průměr malé řemenice $D_{M\dot{R}} = 140 \text{ [mm]}$.

Výpočet průměru velké řemenice vychází z požadavku dodržení teoretického převodového poměru.

$$D_{V\dot{R}} = \frac{D_{M\dot{R}}}{i_{VP}} \text{ [mm]} \quad (3.16)$$

$$D_{V\dot{R}T} = \frac{140}{0,774} = 180,878 \text{ [mm]}$$

kde $D_{V\dot{R}T}$ ideální teoretický průměr velké řemenice [mm]

Hodnotu $D_{V\dot{R}T}$ opět zaokrouhlím na nejbližší hodnotu normalizovaného průměru řemenice. Dle [17] volím pro průřez řemene A průměr velké řemenice $D_{V\dot{R}} = 180 \text{ [mm]}$.

Výpočet skutečného převodového poměru

$$i_{VS} = \frac{D_{M\dot{R}}}{D_{V\dot{R}} \cdot (1 - s)} \text{ [1]} \quad (3.17)$$

$$i_{VS} = \frac{140}{180 \cdot (1 - 0,01)} = 0,786 \text{ [1]}$$

kde i_{VS} skutečný převodový poměr [1]
 $D_{M\dot{R}}$ zvolený normalizovaný průměr malé řemenice [mm]
 $D_{V\dot{R}}$ zvolený normalizovaný průměr velké řemenice [mm]
 s skluz; dle [17] pro řemen typu Rekord $s = 0,02 \text{ [1]}$

Hodnota skutečného převodového poměru $i_{VS} = 0,786$ [1] je velmi blízká požadovanému převodovému poměru $i_{VP} = 0,774$ [1]. Návrh průměrů řemenic proto považuji jako vyhovující.

Výpočet obvodové rychlosti pro zvolený průměr řemenice

$$v_{\dot{R}} = \frac{\pi \cdot D_{V\dot{R}} \cdot n_{MV}}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1} \text{]} \quad (3.18)$$

$$v_{\dot{R}} = \frac{\pi \cdot 0,180 \cdot 2955}{60} = 27,85 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1} \text{]}$$

kde $v_{\dot{R}}$ obvodová rychlost řemenice [m · s⁻¹]

Návrh osové vzdálenosti

Navržená osová vzdálenost musí splňovat následující podmínky:

První podmínka

$$A_{TMIN} \leq A_T \leq A_{TMAX} \text{ [mm]} \quad (3.19)$$

kde A_{TMIN} minimální teoretická osová vzdálenost vycházející z první podmínky [mm]

A_Tteoretická osová vzdálenost [mm]

A_{TMAX} maximální teoretická osová vzdálenost [mm]

Druhá podmínka

$$A_{TMIN'} \leq A_T \text{ [mm]} \quad (3.20)$$

kde $A_{TMIN'}$ minimální teoretická osová vzdálenost vycházející ze druhé podmínky [mm]

Minimální teoretická osová vzdálenost vycházející z první podmínky

$$A_{TMIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_{V\dot{R}} - D_{M\dot{R}}) \text{ [mm]} \quad (3.21)$$

$$A_{TMIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (180 - 140) = 28,28 \text{ [mm]}$$

Maximální teoretická osová vzdálenost

$$A_{TMAX} = 2 \cdot (D_{M\check{R}} + D_{V\check{R}}) \text{ [mm]} \quad (3.22)$$

$$A_{TMAX} = 2 \cdot (140 + 180) = 640 \text{ [mm]}$$

Minimální teoretická osová vzdálenost vycházející z druhé podmínky

$$A_{TMIN'} = 0,7 \cdot (D_{M\check{R}} + D_{V\check{R}}) \text{ [mm]} \quad (3.23)$$

$$A_{TMIN'} = 0,7 \cdot (140 + 180) = 224 \text{ [mm]}$$

S ohledem na výše uvedené podmínky volím teoretickou osovou vzdálenost $A_T = 340 \text{ [mm]}$.

Výpočet úhlu opásání malé řemenice

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D_{V\check{R}} - D_{M\check{R}}}{2 \cdot A_T}\right) [^\circ] \quad (3.24)$$

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{180 - 140}{2 \cdot 340}\right) = 173,255 [^\circ]$$

kde αúhel opásání malé řemenice $[^\circ]$

Výpočet doplňkového úhlu

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} [^\circ] \quad (3.25)$$

$$\gamma = 90 - \frac{173,255}{2} = 3,373 [^\circ]$$

kde γdoplňkový úhel opásání malé řemenice $[^\circ]$

Určení výpočtové délky řemene:

$$L_{\check{R}V} = 2 \cdot A_T \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot (D_{M\check{R}} + D_{V\check{R}}) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_{V\check{R}} - D_{M\check{R}}) \text{ [mm]} \quad (3.26)$$

$$L_{\check{R}V} = 2 \cdot 340 \cdot \sin\left(\frac{173,255}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot (140 + 180) + \frac{\pi \cdot 3,373}{180} \cdot (180 - 140) =$$

$$= 1183,832 \text{ [mm]}$$

kde $L_{\check{R}V}$výpočtová délka řemene [mm]

Dle [4] volím nejbližší normalizovanou délku řemene průřezu A $L_{\check{R}} = 1120 \text{ [mm]}$.

Výpočet skutečné osové vzdálenosti

$$A_S = \frac{1,04 \cdot L_{\check{R}} - \frac{\pi}{2} \cdot (D_{M\check{R}} + D_{V\check{R}}) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_{V\check{R}} - D_{M\check{R}})}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \text{ [mm]} \quad (3.27)$$

$$A_S = \frac{1,04 \cdot 1120 - \frac{\pi}{2} \cdot (140 + 180) - \frac{\pi \cdot 3,373}{180} \cdot (180 - 140)}{2 \cdot \sin\left(\frac{173,255}{2}\right)} = 330,467 \text{ [mm]}$$

kde A_Sskutečná osová vzdálenost [mm]
 $L_{\check{R}}$normalizovaná délka řemene [mm].

Z důvodu možné výměny řemenového převodu a z důvodu možnosti vytvoření předpětí v řemenu změnou osové vzdálenosti, jsou dle [17] doporučeny následující rozměry osové vzdálenosti.

Výpočet minimální doporučené osové vzdálenosti řemenic

$$A_{SMIN} = A_S - 0,015 \cdot L_{\check{R}} \text{ [mm]} \quad (3.28)$$

$$A_{SMIN} = 330,467 - 0,015 \cdot 1120 = 313,667 \text{ [mm]}$$

kde A_{SMIN}minimální doporučená osová vzdálenost řemenic [mm]

Výpočet maximální doporučené osové vzdálenosti řemenic

$$A_{SMAX} = A_S + 0,03 \cdot L_{\check{R}} \text{ [mm]} \quad (3.29)$$

$$A_{SMAX} = 330,467 + 0,03 \cdot 1120 = 364,067 \text{ [mm]}$$

kde A_{SMAX}maximální doporučená osová vzdálenost řemenic [mm]

S ohledem na vypočtené hodnoty volím osovou vzdálenost řemenic stavitelnou od 310 [mm] do 365 [mm].

Výpočet skutečného výkonu přenášeného jedním řemenem

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} \text{ [kW]} \quad (3.30)$$

$$N_p = 3,98 \cdot \frac{0,987 \cdot 0,91}{1,1} = 3,245 \text{ [kW]}$$

kde N_pskutečný výkon přenášený jedním řemenem [kW]
 N_0jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem [kW]
 C_αsoučinitel úhlu opásání [1]
 C_Lsoučinitel přihlížející k vlivu délky řemene; dle [18] $C_L = 0,91$ [1]
 C_Psoučinitel dynamičnosti a pracovního režimu [1]

Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem volím dle [18] za použití převodového poměru uvedeného v normě $i = \frac{D_{VR}}{D_{MR}}$ [1]. Hodnota $N_0 = 3,98$ [1] byla zjištěna lineární interpolací pro dané otáčky. Součinitel úhlu opásání volím dle [18] s využitím lineární interpolace pro daný úhel opásání $C_\alpha = 0,987$ [1]. Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu volím dle [18] pro lehký pracovní režim $C_P = 1,1$ [1].

Určení potřebného množství řemenů

$$K = \frac{P_{MV}}{N_p \cdot C_k} [1] \quad (3.31)$$

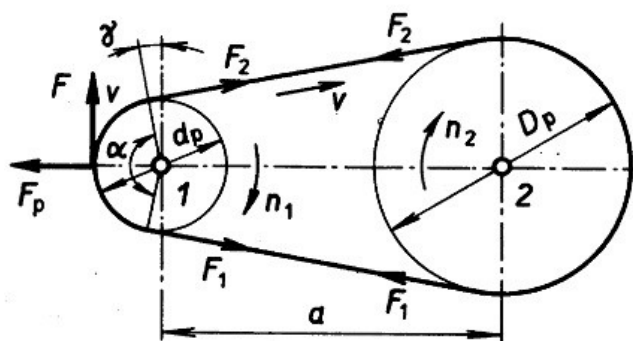
$$K = \frac{15}{3,245 \cdot 0,9} = 5,136 [1]$$

kde Kteoretický potřebný počet řemenů [1]
 C_ksoučinitel počtu řemenů v převodu; dle [17]; $C_k = 0,9$ [1]
 P_{MV}jmenovitý výkon motoru při 50 [Hz]; dle [16] [kW]

Dle [17] provádím zaokrouhlení hodnoty K na nejbližší celé číslo. Převod tedy bude realizován za pomoci pěti řemenů s označením ŘEMEN A – 1120 ČSN 02 3110.

Stanovení potřebného předpětí

Předpětí řemene F_P je podstatné pro správný chod řemenového převodu. Jeho vhodná velikost způsobuje vznik vláknového tření v klínové drážce řemenice a tím umožňuje realizovat přenos obvodové síly F . [17] Směr a působišť předpětí, stejně jako dalších sil v řemenovém převodu, je vyobrazen na obrázku 3.10.



Obrázek 3.10 Síly v řemenovém převodu [13]

Výpočet přenášené obvodové síly

$$F = \frac{P_{MV} \cdot 1000}{v_{\check{R}}} \text{ [N]} \quad (3.32)$$

$$F = \frac{15 \cdot 1000}{27,85} = 538,6 \text{ [N]}$$

kde F přenášená obvodová síla [N]

Dle [13] je v případě vyšší obvodové rychlosti řemene nutné zvýšit předpětí o složku odstředivé síly řemene. S ohledem na to, že obvodová rychlost $v_{\check{R}}$ je blízká maximální dovolené rychlosti řemene, budu při výpočtu předpětí počítat také se složkou odstředivé síly.

Výpočet hustoty řemene

$$\rho_{\check{R}} = \frac{m_{\check{R}}}{S_{\check{R}} \cdot l_{\check{R}}} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (3.33)$$

$$\rho_{\check{R}} = \frac{0,1}{8,1 \cdot 10^{-5} \cdot 1} = 1234,568 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

kde $\rho_{\check{R}}$ hustota řemene [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

$m_{\check{R}}$ hmotnost jednoho metru řemene průřezu A; dle [19] $m_{\check{R}} = 0,1$ [kg]

$S_{\check{R}}$ obsah průřezu řemene průřezu A; dle [19] $S_{\check{R}} = 0,81$ [cm^2]

$l_{\check{R}}$ délka řemene, $l_{\check{R}} = 1$ [m]

Výpočet odstředivé síly jednoho řemene

$$F_{C1} = \frac{10 \cdot \rho_{\check{R}} \cdot S_{\check{R}} \cdot v_{\check{R}}^2}{g} \text{ [N]} \quad (3.34)$$

$$F_{C1} = \frac{10 \cdot 1234,568 \cdot 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot 27,85^2}{9,81} = 79,064 [N]$$

kde F_{C1} složka odstředivé síly připadající na jeden řemen [N]
 ggravitační zrychlení [ms^{-2}]

Výpočet celkové odstředivé síly

$$F_{CC} = F_{C1} \cdot 5 [N] \quad (3.35)$$

$$F_{CC} = F_{C1} \cdot 5 = 79,064 \cdot 5 = 395,32 [N]$$

kde F_{CC}celková odstředivá síla [N]

Výpočet součinitele tření u plochého řemene

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_R [1] \quad (3.36)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot 27,85 = 0,684 [1]$$

kde f součinitel vláknového tření u plochého řemene [1]
 f_0 součinitel suchého smykového tření [1]

Součinitel suchého smykového tření volím dle [4] pro pryžový řemen a ocelovou řemenici $f_0 = 0,35 [1]$.

Výpočet součinitele tření u klínového řemene

$$f_K = \frac{f}{\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) + f \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} [1] \quad (3.37)$$

$$f_K = \frac{0,684}{\sin\left(\frac{38}{2}\right) + 0,684 \cdot \cos\left(\frac{38}{2}\right)} = 0,703 [1]$$

kde f_K součinitel tření v klínové drážce [1]
 β úhel drážky řemenice; volím dle [17] pro průřez A; $\beta = 38 [^\circ]$

Výpočet potřebného předpětí

$$F_{PP} = k_P \cdot \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} - 1} + F_{CC} \right) \quad (3.38)$$

$$F_{PP} = 1,1 \cdot \left(\frac{538,6}{2} \cdot \frac{e^{0,703 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 173,255} + 1}{e^{0,703 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 173,255} - 1} + 395,32 \right) = 811,367 \text{ [N]}$$

kde F_{PP} potřebné předpětí [N]

k_p součinitel bezpečnosti předpětí řemenového převodu; Volím dle [20]; $k_p = 1,1$ [1]

Jelikož byl ve výpočtu zahrnut vliv složky odstředivé síly a dále byla zahrnuta bezpečnost proti prokluzu, dojde také ke zvětšení velikosti sil F_1 a F_2 na síly F_{1C} a F_{2C} .

Síly F_1 a F_2 potažmo F_{1C} a F_{2C} jsou dány těmito vztahy:

$$F = F_{1C} - F_{2C} \text{ [N]} \quad (3.39)$$

$$F_{PP} = \frac{F_{1C} + F_{2C}}{2} \text{ [N]}$$

kde F_{1C} síla v tažné větvi při uvážení vlivu odstředivé síly [N] (3.40)

F_{2C} síla v tažené větvi při uvážení vlivu odstředivé síly [N]

Ze vztahů (3.39) a (3.40) poté plyne:

$$F_{1C} = F_{PP} + \frac{F}{2} \text{ [N]} \quad (3.41)$$

$$F_{1C} = 811,367 + \frac{538,6}{2} = 1080,667 \text{ [N]}$$

$$F_{2C} = F_P - \frac{F}{2} \text{ [N]} \quad (3.42)$$

$$F_{2C} = 811,367 - \frac{538,6}{2} = 542,067 \text{ [N]}$$

Výpočet síly namáhající hřídel

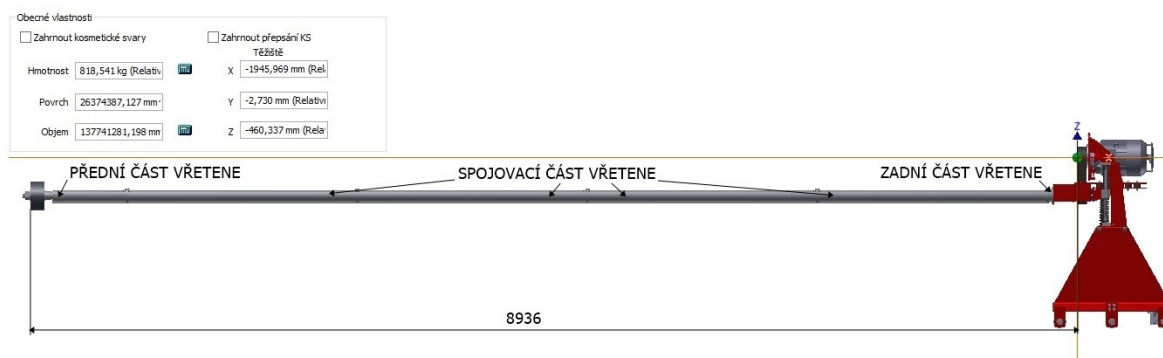
$$F_{H\check{R}} = \sqrt{F_{1C}^2 + F_{2C}^2 + 2 \cdot F_{1C} \cdot F_{2C} \cdot \cos(2 \cdot \gamma)} \text{ [N]} \quad (3.43)$$

$$F_{H\check{R}} = \sqrt{1080,667^2 + 542,067^2 + 2 \cdot 1080,667 \cdot 542,067 \cdot \cos(2 \cdot 3,373)} = 1620,233 \text{ [N]}$$

kde $F_{H\dot{R}}$síla namáhající hřídel [N]

3.3 Konstrukční návrh vřetene

Pro zadanou délku obráběných trubek 13000 [mm] jsem, s ohledem na minimalizaci potřebné délky vřetene, zvolil způsob obrábění s otočením obrobku kolem jeho svislé osy. Z tohoto důvodu volím délku, kterou je možné obrobit z jedné strany $l_O = 6620$ [mm]. S ohledem na zabránění překlopení brusky, budu uvažovat umístění těžiště brusky ve vzdálenosti $l_P = 20$ [mm] před osou otáčení kladky pevné podpěry. Dále je do celkové délky vřetene započítána předpokládaná vzdálenost mezi čelem trubky a osou otáčení kladky pevné podpěry $l_{TR} = 350$ [mm]. Vzdálenost těžiště od čela výstupního hřídele motoru vřetene a konstrukční uspořádání vřetene je patrná z obrázku 3.11. Na obrázku je vyobrazena bruska bez krytu řemenice z důvodu větší názornosti umístění počátku souřadnicového systému. Ve výpočtu těžiště s využitím programu Autodesk Inventor 2012, však bylo s krytem řemenice počítáno.



Obrázek 3.11 Vyobrazení těžiště brusky

Výpočet potřebné délky vřetene ve vzdálenosti od čela výstupního hřídele elektromotoru

$$l_V = l_O + l_P + l_{TR} + l_T [\text{mm}] \quad (3.44)$$

$$l_V = 6620 + 20 + 350 + 1945,969 = 8935,969 [\text{mm}]$$

kde l_Vpotřebná délka vřetene ve vzdálenosti od čela výstupního hřídele elektromotoru [mm]

l_Oobráběná délka [mm]

l_Pvzdálenost mezi těžištěm a osou otáčení podpěrné kladky pevné podpěry [mm]

l_{TR} vzdálenost mezi osou podpěrné kladky pevné podpory a mezi čelem trubky [mm]

l_Tvzdálenost těžiště od čela výstupního hřídele elektromotoru [mm]

Jelikož je vzdálenost čela brousícího kotouče na obrázku 3.11 vyšší než požadovaná vzdálenost (3.44), považuji navrženou délku vřetene jako vhodnou.

Jak je z obrázku 3.11 patrné, vřeteno se skládá z několika částí uložených v tubusech. Tyto tubusy jsou při montáži sešroubovány dohromady. Souosost mezi dvojicí tubusů je zajištěna osazením na prvním tubusu a odpovídajícím vybráním na druhém tubusu.

3.4 Zadní část vřetene

Zadní část vřetene zajišťuje přenos krouticího momentu z motoru na spojovací část vřetene. Tato část je při provozu vystavena působení největších vnějších sil. Z tohoto důvodu bude u této části vřetene provedena statická a dynamická kontrola hřídele ve zvolených kritických místech. V ložiscích, v kterých je zadní vřeteno uloženo, jsou také maximální reakční síly. Z důvodu unifikace budou ložiska použita pro tuto část vřetene použita i v jeho dalších částech.

Optimalizace rozměrů zadní části vřetene spočívala ve snaze o co nejmenší vzdálenost mezi působištem síly namáhajícím hřídel a mezi ložisky. Do této vzdálenosti bylo nutno započítat místo pro hřídelový těsnicí kroužek CRx35x80x12 HMSA10V [21], který zamezuje vniknutí nečistot do prostoru ložisek. Dále bylo nutné uvážit místo pro pojistný kroužek 80 ČSN 02 2931 [4], který axiálně zajišťuje ložisko. Mezi tubusem, v kterém je zadní vřeteno uloženo a mezi otáčející se řemenicí, jsem zvolil vůli 10 [mm]. Vzdálenost mezi ložisky 168 [mm] byla určena jako kompromis mezi velikostí reakčních sil a rozměry rámu stroje, v kterých je zadní tubus uložen.

Výpočet momentu přeneseného na zadní část vřetene

Z důvodu vyvození teoretického maximálního možného zatížení zadního vřetene je v tomto výpočtu zanedbána účinnost řemenového převodu.

$$M_{HZ} = M_{MV} \cdot i_{VS} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.45)$$

$$M_{HZ} = 48 \cdot 0,786 = 37,728 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

kde M_{HZ}moment působící na zadní hřídel [N · m]

M_{MV}jmenovitý moment motoru při 50 [Hz] [N · m]

3.4.1 Výpočet pera

Výpočet síly působící na náboj

Z konstrukčních důvodů volím průměr vrtání malé řemenice $d_{HR} = 30$ [mm].

$$F_{PŘ} = \frac{M_{HV}}{\frac{d_{HŘ}}{2} + \frac{t_1}{2}} [\text{N}] \quad (3.46)$$

$$F_{PŘ} = \frac{37,728 \cdot 1000}{\frac{30}{2} + \frac{2,9}{2}} = 2293,495 [\text{N}]$$

kde $F_{PŘ}$ síla působící na náboj [N]
 $d_{HŘ}$ průměr vrtání řemenice zadního vřetene [mm]
 t_1 hloubka drážky v náboji; dle [4] $t_1 = 2,9$ [mm]

Výpočet potřebné délky pera z podmínky na otláčení

$$l' = \frac{F_{PŘ}}{p_{DP} \cdot t_1} [\text{mm}] \quad (3.47)$$

$$l' = \frac{2293,495}{100 \cdot 2,9} = 7,908 [\text{mm}]$$

kde l' potřebná délka pera plynoucí z podmínky na otláčení [mm]
 p_{DP} dovolený měrný tlak pro ocelovou řemenici; volím dle [17];
 $p_{DP} = 100$ [MPa]

Výpočet minimální délky pera

$$l = l' + b [\text{mm}] \quad (3.48)$$

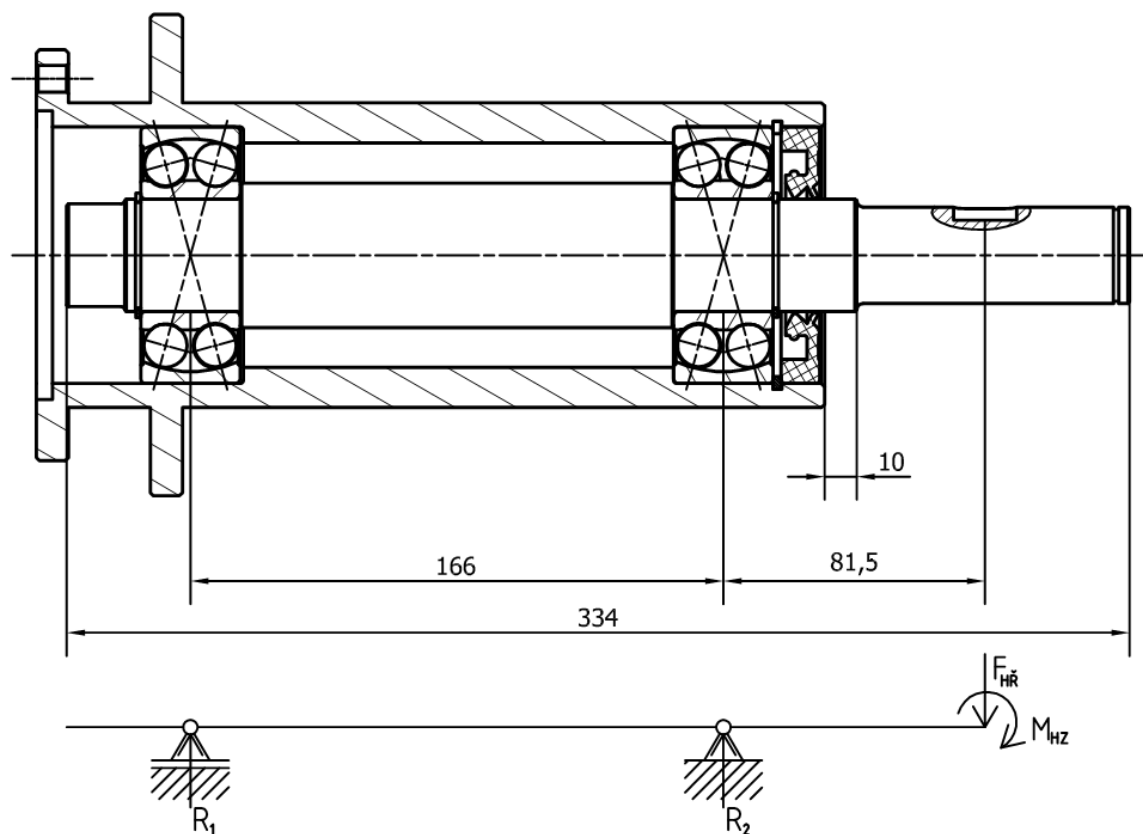
$$l = 7,908 + 8 = 15,908 [\text{mm}]$$

kde l minimální délka pera [mm]
 b šířka těsného pera; dle [4] $b = 8$ [mm]

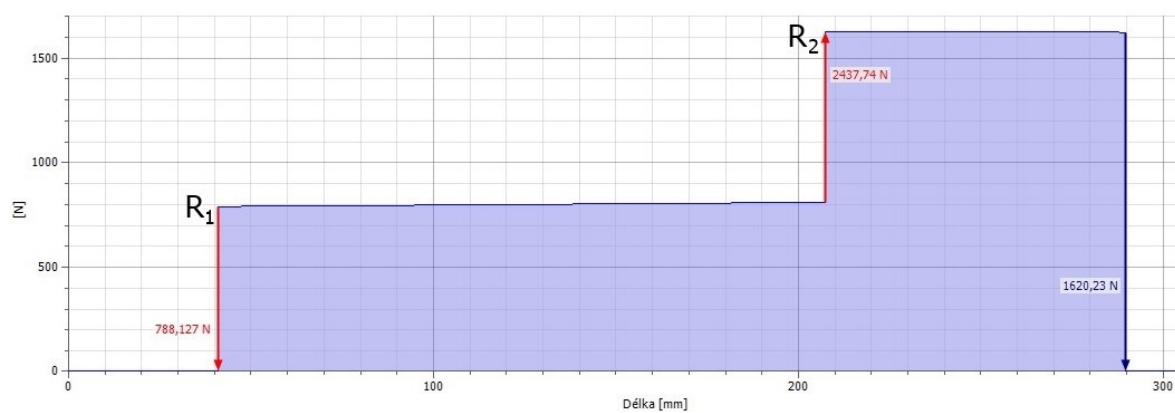
Pro přenos krouticího momentu z malé řemenice na zadní vřeteno volím nejbližší vyšší dostupnou délku pera 20 [mm]. Přenos tedy bude realizován perem 8e7 x 7 x 20 ČSN 02 2562.

3.4.2 Průběh sil a napětí v zadní části vřetene

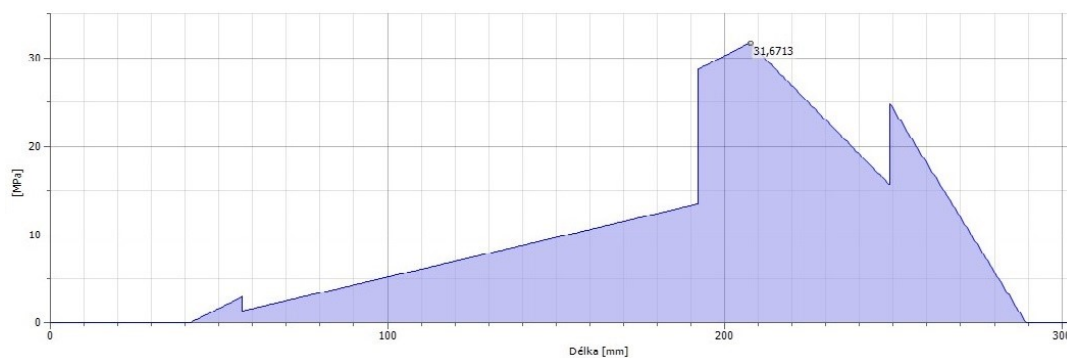
Průběh sil a momentů v zadním vřetenu byl vypočítán s využitím programu Autodesk Inventor 2012. Působíště sil a reakcí jsou patrné z obrázku 3.12. Do výpočtu byla zahrnuta také vlastní hmotnost zadního vřetene.



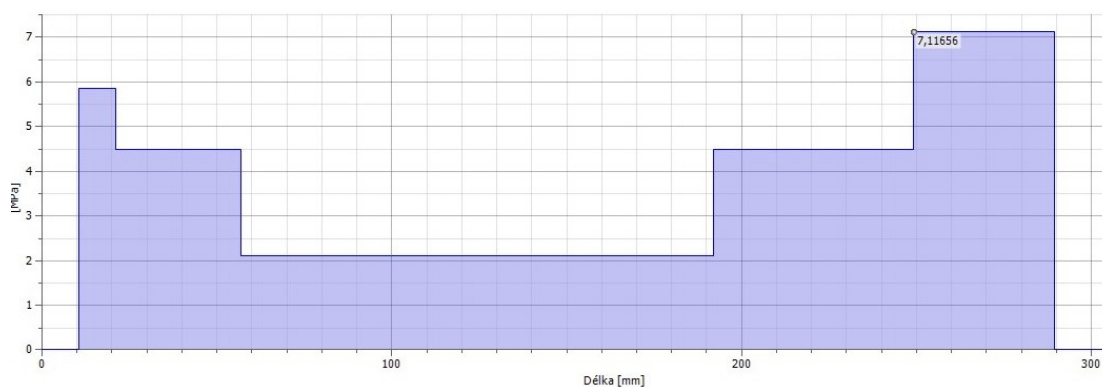
Obrázek 3.12 Zadní vřeteno



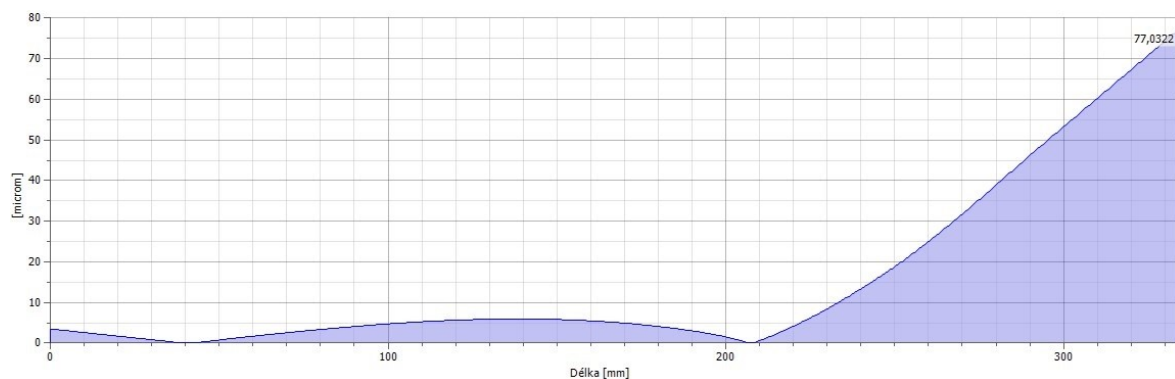
Obrázek 3.13 Průběh smykových sil v zadním vřetenu



Obrázek 3.14 Průběh napětí v ohybu v zadním vřetenu



Obrázek 3.15 Průběh napětí v krutu v zadním vřetenu



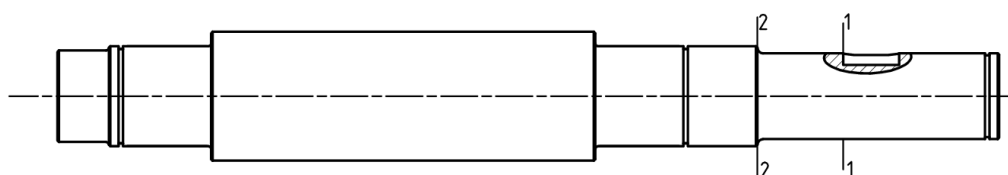
Obrázek 3.16 Průběh průhybu zadního vřetene

Tabulka 3.5 Charakteristiky zadního hřídele

Hmotnost zadního vřetene	m_{H1}	2,977	[kg]
Reakce v axiálně volném ložisku	R_1	2437,74	[N]
Reakce v axiálně pevném ložisku	R_2	788,127	[N]
Maximální napětí v ohybu v zadním vřetenu	σ_{OH1}	31,671	[MPa]
Maximální napětí v krutu v zadním vřetenu	τ_{OH1}	7,117	[MPa]
Maximální průhyb zadního vřetene	u_1	0,077	[mm]

3.4.3 Statická a dynamická kontrola zadního vřetene

Pevnostní kontrola zadního vřetene bude provedena pro dvě kritická místa a to pro drážku pro pero a pro osazení u malé řemenice. Tyto kritická místa jsou vyznačena na obrázku 3.17. Výpočet je proveden dle [22] a [23].



Obrázek 3.17 Kritická místa na zadním hřídeli

Statická kontrola místa 1

Ohybové napětí v místě 1

$$\sigma_{OS1} = \sigma_{O1} \cdot \alpha_{OS1} \text{ [MPa]} \quad (3.49)$$

$$\sigma_{OS1} = 6,516 \cdot 2,9 = 18,896 \text{ [MPa]}$$

kde σ_{OS1} ohybové napětí v místě 1 při uvážení vlivu tvarového součinitele
[MPa]

σ_{O1} vypočtené ohybové napětí v místě 1; hodnota byla zjištěna odečtem
z obrázku 3.14; $\sigma_{O1} = 6,516$ [MPa]

α_{OS1} tvarový součinitel pro ohyb v místě 1; volím dle [22] $\alpha_{OS1} = 2,9$ [1]

Napětí v krutu v místě 1

$$\tau_{KS1} = \tau_{K1} \cdot \alpha_{KS1} \text{ [MPa]} \quad (3.50)$$

$$\tau_{KS1} = 7,117 \cdot 3,16 = 22,49 \text{ [MPa]}$$

kde τ_{KS1} napětí v krutu v místě 1 při uvážení vlivu tvarového součinitele
[MPa]

τ_{K1} vypočtené napětí v krutu v místě 1; hodnota zjištěna odečtem z
obrázku 3.15; $\tau_{K1} = 7,117$ [MPa]

α_{KS1} tvarový součinitel pro ohyb v místě 1; volím dle [22] $\alpha_{KS1} = 3,16$
[1]

Výpočet redukovaného napětí v místě 1

Výpočet je proveden dle Guestovy hypotézy.

$$\sigma_{REDS1} = \sqrt{\sigma_{OS1}^2 + 4 \cdot \tau_{KS1}^2} \text{ [MPa]} \quad (3.51)$$

$$\sigma_{REDS1} = \sqrt{18,896^2 + 4 \cdot 22,49^2} = 48,788 \text{ [MPa]}$$

kde σ_{REDS1} redukované napětí v místě 1 [MPa]

Výpočet statické bezpečnosti v místě 1

$$k_{S1} = \frac{R_{e11\ 500}}{\sigma_{REDS1}} \text{ [1]} \quad (3.52)$$

$$k_{S1} = \frac{250}{48,788} = 5,124 \text{ [1]}$$

kde k_{sI}výsledná statická bezpečnost v místě 1 [1]
 $Re_{11\ 500}$ mez kluzu; pro materiál 11 500 volím dle [22] $Re_{11500} = 250$ [MPa]

Statická kontrola místa 2

Ohybové napětí v místě 2

$$\sigma_{OS2} = \sigma_{O2} \cdot \alpha_{OS2} \text{ [MPa]} \quad (3.53)$$

$$\sigma_{OS2} = 24,829 \cdot 1,82 = 45,188 \text{ [MPa]}$$

kde σ_{OS2} ohybové napětí v místě 2 při uvážení vlivu tvarového součinitele [MPa]
 σ_{O2}vypočtené ohybové napětí v místě 2; hodnota zjištěna odečtem z obrázku 3.14; $\sigma_{O2} = 24,829$ [MPa]
 α_{OS2} tvarový součinitel pro ohyb v místě 2; volím dle [22]
 $\alpha_{OS2} = 1,82$ [1]

Napětí v krutu v místě 2

$$\tau_{KS2} = \tau_{K2} \cdot \alpha_{KS2} \text{ [MPa]} \quad (3.54)$$

$$\tau_{KS2} = 7,117 \cdot 1,6 = 11,87 \text{ [MPa]}$$

kde τ_{KS2} napětí v krutu v místě 2 při uvážení vlivu tvarového součinitele [MPa]
 τ_{K2} vypočtené napětí v krutu v místě 2; hodnota zjištěna odečtem z obrázku 3.15; $\tau_{K2} = 7,117$ [MPa]
 α_{KS2} tvarový součinitel pro ohyb v místě 2; volím dle [22] $\alpha_{KS2} = 1,6$ [1]

Výpočet redukovaného napětí v místě 2

Výpočet je proveden dle Guestovy hypotézy.

$$\sigma_{REDS2} = \sqrt{\sigma_{OS2}^2 + 4 \cdot \tau_{KS2}^2} \text{ [MPa]} \quad (3.55)$$

$$\sigma_{REDS2} = \sqrt{45,188^2 + 4 \cdot 11,87^2} = 51,045 \text{ [MPa]}$$

kde σ_{REDS2} redukované napětí v místě 2 [MPa]

Výpočet statické bezpečnosti v místě 2

$$k_{S2} = \frac{R_{e11\ 500}}{\sigma_{REDS2}} [1] \quad (3.56)$$

$$k_{S2} = \frac{250}{51,045} = 4,897 [1]$$

kde k_{S2}výsledná statická bezpečnost v místě 2 [1]

Hodnoty statické bezpečnosti k_{S1} a k_{S2} přesahují doporučenou statickou bezpečnost pro ocel 11 500 dle [22] $k_{S11500} = 1,5 [1]$. Zadní vřeteno považuji s hlediska statické bezpečnosti jako vyhovující. Dynamická kontrola bude provedena pouze pro místo 2, v kterém je nižší statická bezpečnost.

Dynamická kontrola místa 2

Výpočet meze únavy v ohybu

Pro mez únavy v ohybu pro hladký vzorek při souměrně střídavém ohybu u materiálu 11 500 dle [23] platí:

$$\sigma_{OC} = 0,49 \cdot R_{m11\ 500} [\text{MPa}] \quad (3.57)$$

$$\sigma_{OC} = 0,49 \cdot 500 = 245 [\text{MPa}]$$

kde σ_{OC}mez únavy v ohybu pro hladký vzorek při souměrně střídavém kmitu pro uhlíkovou konstrukční ocel [MPa]

$R_{m11\ 500}$ mez pevnosti; pro materiál 11 500 volím dle [22]

$$R_{m11500} = 500 [\text{MPa}]$$

Výpočet vrubového součinitele v místě 2 dle Thuma

$$\beta_T = 1 + (\alpha_{OS2} - 1) \cdot q [1] \quad (3.58)$$

$$\beta_T = 1 + (1,82 - 1) \cdot 0,565 = 1,463 [1]$$

kde β_Tvrubový součinitel dle Thuma v místě 2 [1]

qsoučinitel vrubové citlivosti podle Thuma; volím dle [23];

$$q = 0,565 [1]$$

Výpočet meze únavy v ohybu pro místo 2

$$\sigma_{OC}^* = \frac{\sigma_{OC} \cdot k_v \cdot k_{Ra}}{\beta} \text{ [MPa]} \quad (3.59)$$

$$\sigma_{OC}^* = \frac{245 \cdot 0,86 \cdot 0,89}{1,463} = 128,177 \text{ [MPa]}$$

kde σ_{OC}^* mez únavy pro místo 2 [MPa]
 k_v součinitel velikosti; volím dle [23]; $k_v = 0,86$ [1]
 k_{Ra} součinitel jakosti povrchu; volím dle [23]; $k_{Ra} = 0,89$ [1]

Výpočet dynamické bezpečnosti v ohybu

$$k_{DO} = \frac{\sigma_{OC}^*}{\sigma_{O2}} [1] \quad (3.60)$$

$$k_{DO} = \frac{128,177}{24,829} = 5,162 [1]$$

kde k_{DO} dynamická bezpečnost v ohybu v místě 2 [1]

Jelikož je krutová složka zatížení statická a nikoliv kmitavá, jak je tomu u ohybové složky, bude dle [23] proveden pouze její statický výpočet.

Výpočet meze kluzu v krutu

$$R_{ek} = 0,6 \cdot R_{e11\ 500} \text{ [MPa]} \quad (3.61)$$

$$R_{ek} = 0,6 \cdot 250 = 150 \text{ [MPa]}$$

kde R_{ek} mez kluzu v krutu [MPa]

Výpočet statické bezpečnosti v krutu v místě 2

$$k_{SK} = \frac{R_{ek}}{\tau_{KS2}} [1] \quad (3.62)$$

$$k_{SK} = \frac{150}{11,87} = 12,637 [1]$$

kde k_{SK} statická bezpečnost v krutu v místě 2 [1]

Výpočet výsledné dynamické bezpečnosti

$$k_D = \frac{k_{DO} \cdot k_{SK}}{\sqrt{k_{DO}^2 + k_{SK}^2}} \quad (3.63)$$

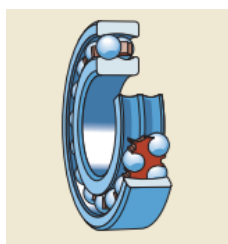
$$k_D = \frac{5,163 \cdot 12,637}{\sqrt{5,162^2 + 12,637^2}} = 4,779 [1]$$

kde k_ddynamická bezpečnost v místě 2 [1]

Výslednou dynamickou bezpečnost k_D považuji jako vyhovující. S ohledem na požadovaný průměr hřídele pod ložiskem však nebudu provádět změny průměrů zadního vřetene.

3.4.3 Volba a výpočet ložiska

S ohledem na průhyb vřetene, na omezující vnější průměr tubusu a také na vyšší otáčky jsem pro uložení vřetene zvolil kuličkové naklápěcí ložisko 2307 ETN9 [24]. Zvolené ložisko je schopno přípustného naklopení vnějšího kroužku vůči vnitřnímu kroužku až o 3[°]. Umožňuje tedy vyrovnávat nesouososti vzniklé průhybem vřetene. [24]



Obrázek 3.18 Konstrukce nezakrytého naklápěcího kuličkového ložiska [24]

Naklápěcí kuličková ložiska jsou schopna přenášet jak radiální tak do určité míry také axiální síly. Z tohoto důvodu je toto ložisko vhodné i pro přední část vřetene, která zachycuje vzniklé axiální síly. [24]

Tabulka 3.6 Parametry ložiska 2307 ETN9 [24]

Průměr díry ložiska	d	35	[mm]
Vnější průměr ložiska	D_L	80	[mm]
Dynamická únosnost	C	39,7	[kN]
Statická únosnost	C_0	11,2	[kN]
Součinitel statického axiálního zatížení	Y_0	1,4	[1]
Součinitel axiálního zatížení	Y_I	1,35	[1]
Hmotnost ložiska	m_L	0,68	[kg]

Kontrola zvoleného ložiska

Kontrola ložiska byla provedena dle [24], [25]. Z důvodu možnosti vystavení ložiska delšímu působení síly bez pohybu, například při dlouhé odstávce stroje, bude provedena také statická kontrola ložiska.[25]

Statická kontrola ložiska

Výpočet ekvivalentního statického zatížení ložiska

$$P_0 = F_R + Y_0 \cdot F_A \text{ [N]} \quad (3.64)$$

$$P_0 = 2437,74 + 1,4 \cdot 0 = 2437,74 \text{ [N]}$$

kde P_0ekvivalentní statické zatížení ložiska [N]
 F_Rradiální zatížení působící na ložisko; $F_R = R_I$ [N]
 Y_0součinitel statického axiálního zatížení ložiska [1]
 F_Aaxiální zatížení působící na ložisko [N]

Výpočet statické bezpečnosti ložiska

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \text{ [1]} \quad (3.65)$$

$$s_0 = \frac{11200}{2437,74} = 4,594 \text{ [1]}$$

kde s_0statická bezpečnost ložiska [1]
 C_0statická únosnost ložiska; dle [24] $C_0 = 11200$ [N]

Výsledná statická bezpečnost je vyšší než požadovaná statická bezpečnost 1,5 [1] dle [25].

Kontrola životnosti ložisek

Při této kontrole budu předpokládat provoz výhradně na maximální možné otáčky brousícího kotouče n_{KMAX} .

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska

$$P_E = F_R + Y_1 \cdot F_A \text{ [N]} \quad (3.66)$$

$$P_E = 2437,74 + 1,35 \cdot 0 = 2437,74 \text{ [N]}$$

kde P_Eekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]

Y_I součinitel axiálního zatížení ložiska [1]

Výpočet maximálních možných otáček brousícího kotouče

$$n_{KMAX} = \frac{n_{MV}}{i_{VS}} [\text{min}^{-1}] \quad (3.67)$$

$$n_{KMAX} = \frac{2955}{0,786} = 3759,542 [\text{min}^{-1}]$$

kde n_{KMAX}maximální možné otáčky brousícího kotouče [min^{-1}]

Výpočet životnosti ložiska

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{KMAX}} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p [\text{hod}] \quad (3.68)$$

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 \cdot 3759,542} \cdot \left(\frac{39700}{2437,74}\right)^3 = 19147,989 [\text{hod}]$$

kde L_{10H}životnost ložiska při 90 [%] spolehlivosti

Životnost ložisek u obráběcích strojů by měla dle [22] překročit 20000 [hod]. Jelikož při výpočtu životnosti předpokládám provoz pouze při maximálních možných otáčkách brousícího kotouče, považuji výslednou životnost jako vyhovující. Vypočtená životnost by se mohla zvýšit použitím rozměrnějšího ložiska s vyšší únosností. S ohledem na unifikaci ložisek po celé délce vřetene však tuto variantu považuji, s přihlédnutím k rozměru vnějšího průměru tubusu, jako nevhodnou.

3.5 Přední část vřetene

Na přední části vřetene jsou přes kalené pouzdro nasazeny brousící kotouče. Jejich zajištění je provedeno s využitím přírub zajištěných maticí M42 s levým závitem. Konec předního vřetene je opatřen šestihranem, který umožňuje jeho aretaci pro snadné utažení matice. Přední ložisko zajišťuje přenos axiálních sil vzniklých při broušení do rámu stroje. Z tohoto důvodu bude také ověřena jeho životnost.

Optimalizace této části vřetene spočívala ve snaze o co nejmenší vzdálenost mezi působištem sil vzniklých při broušení a mezi krajním ložiskem. Do této vzdálenosti bylo nutné započítat šířku příruby, která vychází z normy ČSN 20 1524 [26]. Dále bylo nutné

započítat prostor pro hřídelový těsnicí kroužek CRx58x80x8 HMSA10V [21] a prostor pro pojistný kroužek 80 ČSN 02 2931 [4]. Vůli mezi pohybující se upínací přírubou a tubusem jsem zvolil 10 [mm]. Vzdálenost mezi ložisky 544 [mm] zohledňuje vhodnou velikost reakčních sil a také celkovou délku vřetene.

Výpočet momentu přeneseného na přední vřeteno

$$M_{HP} = M_{MV} \cdot i_{VS} \cdot \eta_{RP} \cdot \eta_L^5 [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.69)$$

$$M_{HP} = 48 \cdot 0,786 \cdot 0,95 \cdot 0,999^5 = 35,663 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

kde M_{HP} moment přenesený na přední vřeteno [N · m]

Výpočet momentu přeneseného na brousící kotouče

$$M_{KB} = M_{MV} \cdot i_{VS} \cdot \eta_{RP} \cdot \eta_L^6 [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.70)$$

$$M_{KB} = 48 \cdot 0,786 \cdot 0,95 \cdot 0,999^6 = 35,627 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

kde M_{KB} moment přenesený na brousící kotouče [N · m]

Výpočet maximální teoretické řezné síly na brousícím kotouči

Teoretická maximální řezná síla nastane při broušení s kotoučem o nejmenším vnějším průměru D .

$$F_{CMAX} = \frac{2 \cdot M_{KB}}{D} [\text{N}] \quad (3.71)$$

$$F_{CMAX} = \frac{2 \cdot 35,627}{0,15} = 475,027 [\text{N}]$$

kde F_{CMAX} maximální teoretická řezná síla [N]

Stanovení posuvové síly

Při určení velikosti této síly budu uvažovat její teoretické maximum. Z rovnice (3.8) plyne jako nejhorší varianta rovnost mezi F_{FMAX} a mezi F_{CMAX} .

$$F_{CMAX} = F_{FMAX} = 475,027 [\text{N}] \quad (3.72)$$

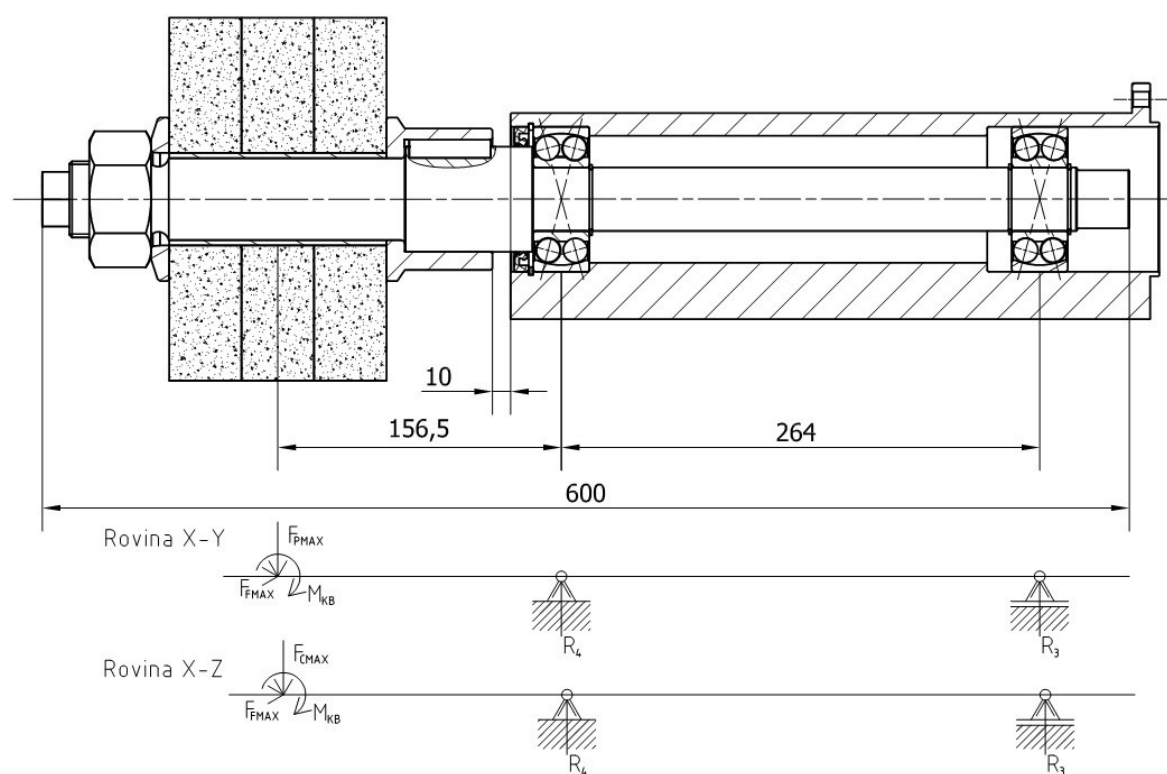
kde F_{FMAX} teoretická maximální posuvová síla [N]

Stanovení pasivní síly

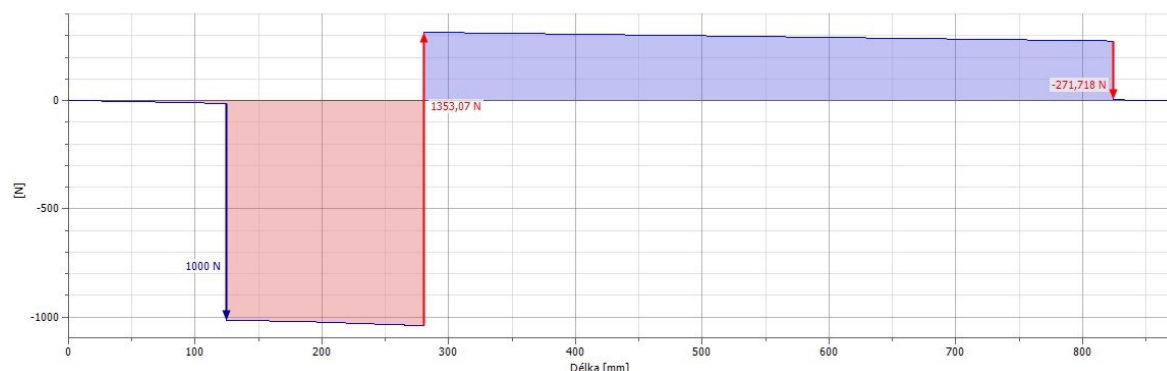
Pasivní síla F_P se dle [2] pohybuje v rozmezí $(1,2 \div 3)$ násobku řezné síly. Dle [27] se pasivní síla F_P pro broušení pohybuje v rozmezí $(2 \div 10)$ násobku řezné síly. S ohledem na výše uvedené volím maximální pasivní sílu $F_{P_{MAX}} = 1000$ [N].

3.5.1 Průběh sil a napětí v přední části vřetene

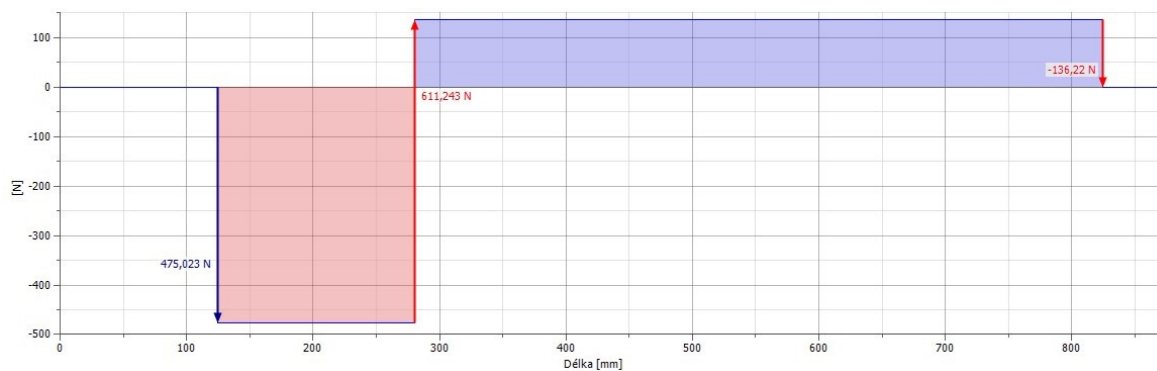
Průběh sil a momentů v přední části vřetene byl vypočítán s využitím programu Autodesk Inventor 2012. Působíště sil a reakcí jsou patrné z obrázku 3.19. Do výpočtu byla zahrnuta také vlastní hmotnost předního vřetene.



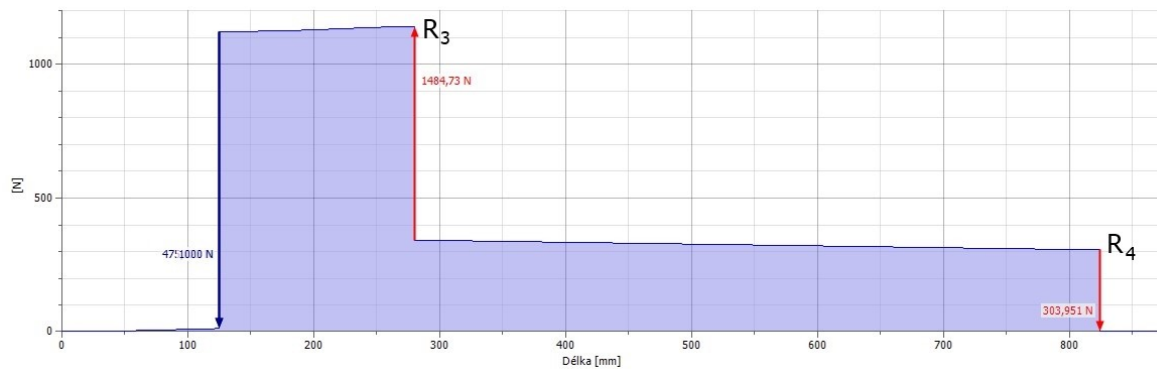
Obrázek 3.19 Přední vřeteno



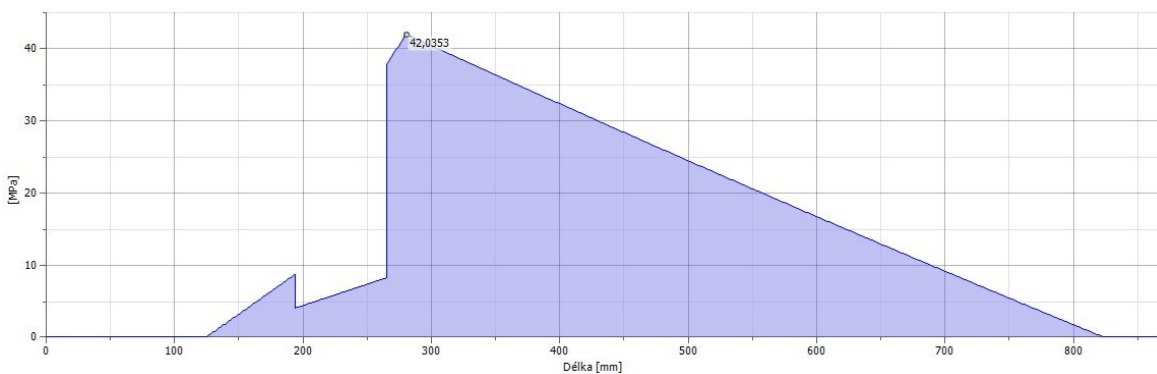
Obrázek 3.20 Průběh smykových sil v rovině X-Y v předním vřetenu



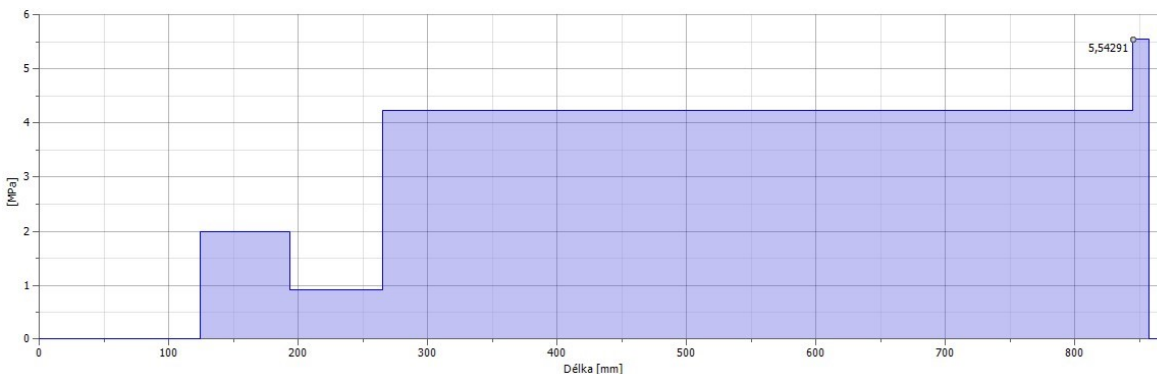
Obrázek 3.21 Průběh smykových sil v rovině X-Z v předním vřetenu



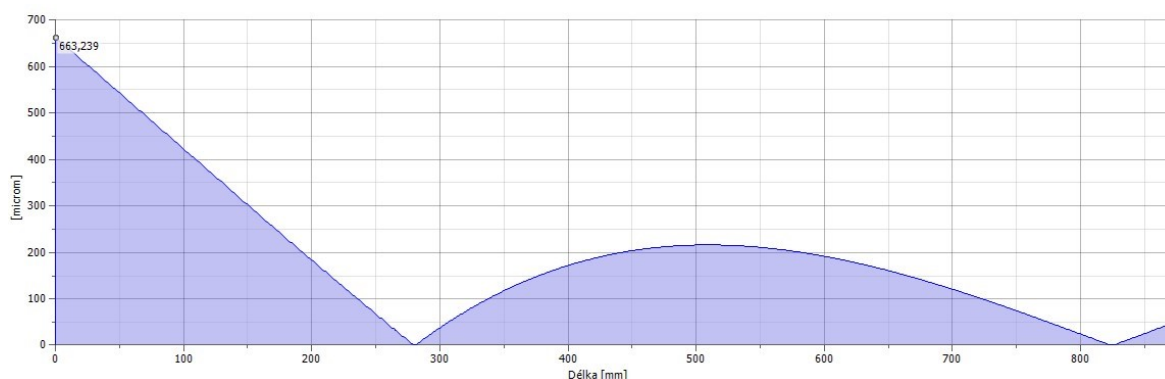
Obrázek 3.22 Průběh smykových sil v předním vřetenu



Obrázek 3.23 Průběh napětí v ohybu v předním vřetenu



Obrázek 3.24 Průběh napětí v krutu v předním vřetenu



Obrázek 3.25 Průběh průhybu předního vřetene

Tabulka 3.7 Charakteristiky předního vřetene

Hmotnost předního vřetene	m_{H2}	8,296	[kg]
Reakce v axiálně volném ložisku předního vřetene	R_3	303,951	[N]
Reakce v axiálně pevném ložisku předního vřetene	R_4	1484,73	[N]
Maximální napětí v ohybu v předním vřetenu	σ_{OH2}	42,035	[MPa]
Maximální napětí v krutu v předním vřetenu	τ_{OH2}	5,543	[MPa]
Maximální průhyb předního vřetene	u_2	0,663	[mm]

3.5.2 Kontrola axiálně zatíženého ložiska

Kontrola ložiska je provedena dle [24], [25].

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení předního pevného ložiska

$$P_p = R_4 + Y_1 \cdot F_{MAX} \text{ [N]} \quad (3.73)$$

$$P_p = 1484,73 + 1,35 \cdot 475,027 = 2126,016 \text{ [N]}$$

kde P_pekvivalentní dynamické zatížení předního pevného ložiska [N]

R_4reakce v axiálně pevném ložisku předního vřetene [N]

Výpočet životnosti ložiska

$$L_{10HP} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{KMAX}} \cdot \left(\frac{C}{P_p} \right)^p \text{ [hod]} \quad (3.74)$$

$$L_{10HP} = \frac{10^6}{60 \cdot 3759,542} \cdot \left(\frac{39700}{2126,016} \right)^3 = 28865,943 \text{ [hod]}$$

kde L_{10HP} životnost předního pevného ložiska vřetene při 90 [%]
spolehlivosti [hod]

Výslednou životnost považuji jako vyhovující.

3.6 Spojovací část vřetene

Spojovací části vřetene přenáší krouticí moment ze zadní části na přední část vřetene. Při optimalizaci této části vřetene bylo nutné zohlednit maximální dovolený průhyb mezi ložisky, dále bylo nutné zajistit vyvození minimálního zatížení ložiska vlastní vahou vřetene. Zohledněno bylo také množství ložisek v uložení z důvodu klesající spolehlivosti stroje při rostoucím množství dílů.

Výpočet dovoleného průhybu mezi ložisky

Při výpočtu dovoleného průhybu vycházím ze vztahu uvedeného v [28]. Výpočet je proveden pro délku 4000 [mm]. Zbýlé hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.8.

$$y_{DOV} = l_L \cdot 3 \cdot 10^{-4} \text{ [mm]} \quad (3.75)$$

$$y_{DOV} = 4000 \cdot 3 \cdot 10^{-4} = 1,2 \text{ [mm]}$$

kde y_{DOV}dovolený průhyb mezi ložisky [mm]

l_L vzdálenost mezi ložisky [mm]

Výpočet minimálního nutného zatížení ložiska

Tento výpočet vychází z doporučené hodnoty minimálního zatížení dle [24].

$$F_{RMIN} = 0,01 \cdot C_0 \text{ [N]} \quad (3.76)$$

$$F_{RMIN} = 0,01 \cdot 11200 = 112 \text{ [N]}$$

kde F_{RMIN}minimální zatížení ložiska [N]

Při optimalizaci jsem vycházel z předběžného modelu, za pomoci kterého jsem stanovil přibližnou celkovou délku této části vřetene a to 8000 [mm]. V tabulce 3.8 je porovnání několika variant, které předcházely volbě finální varianty. Při tvorbě předběžných variant byl uvažován průměr pod ložiskem 35 [mm] a průměr osazení 44 [mm] což odpovídá minimálnímu průměru osazení pro použité ložisko dle [24]. Průhyb a výsledné reakce jsem zjistil s využitím programu Autodesk Inventor 2012.

Tabulka 3.8 Porovnání variant možných délek spojovacích částí vřetene

Počet spojovacích částí vřetene [1]	2	3	4	5
Délka jednoho dílu [mm]	4000	2666,667	2000	1600
Maximální průhyb mezi ložisky y [mm]	9,505	1,844	0,573	0,272
Dovolený průhyb mezi ložisky [mm]	1,2	0,8	0,6	0,48
Reakční síla v ložisku [N]	243,438	161,711	120,847	100,415
Počet ložisek [1]	4	6	8	10
Vyhovující	NE	NE	ANO	NE

S ohledem na výše uvedenou tabulku jsem zvolil délku spojovací části vřetene 2000 [mm]. Tento rozměr byl zkrácen o místo pro zajištění ložisek pomocí pojistného kroužku 35 ČSN 02 2930. Dále pak byl zkrácen o délku nutnou k upevnění spojek. Výsledné rozměry spojovacího hřídele jsou patrné z obrázku 3.26.

Výpočet momentu přeneseného na spojovací vřeteno

Při tomto výpočtu budu uvažovat spojovací část vřetene následující po zadním vřetenu.

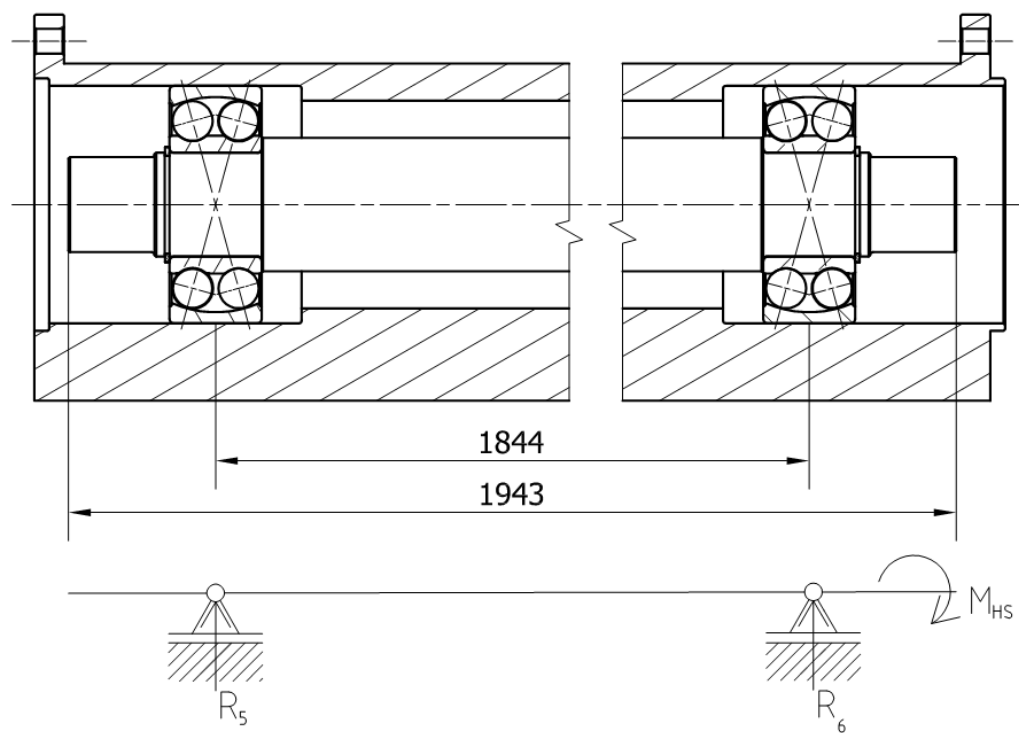
$$M_{HP} = M_{MV} \cdot i_{VS} \cdot \eta_{RP} \cdot \eta_L [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.77)$$

$$M_{HS} = 48 \cdot 0,786 \cdot 0,95 \cdot 0,999 = 35,806 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

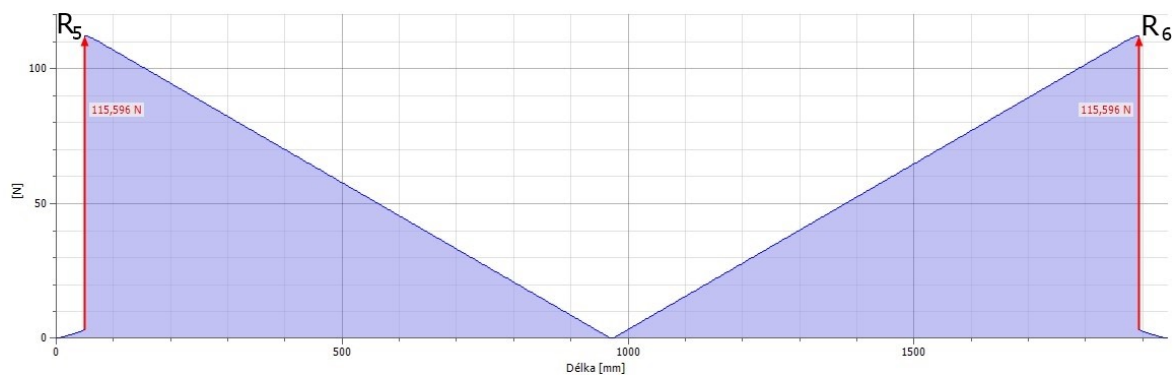
kde M_{HS} moment přenesený na první spojovací hřídel [N · m]

3.6.1 Průběh sil a napětí ve spojovací části vřetene

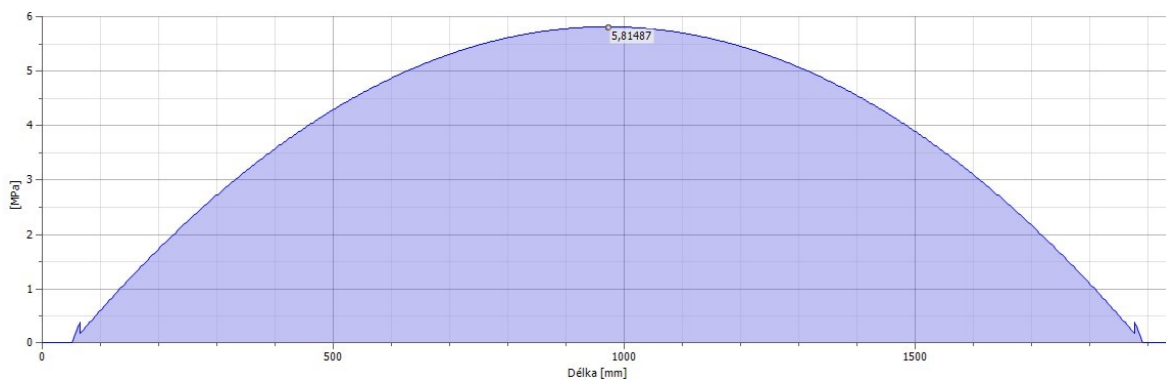
Průběh sil a momentů ve spojovací části vřetene byl vypočítán s využitím programu Autodesk Inventor 2012. Působíště sil a reakcí jsou patrné z obrázku 3.26. Do výpočtu byla zahrnuta také vlastní hmotnost spojovacího vřetene.



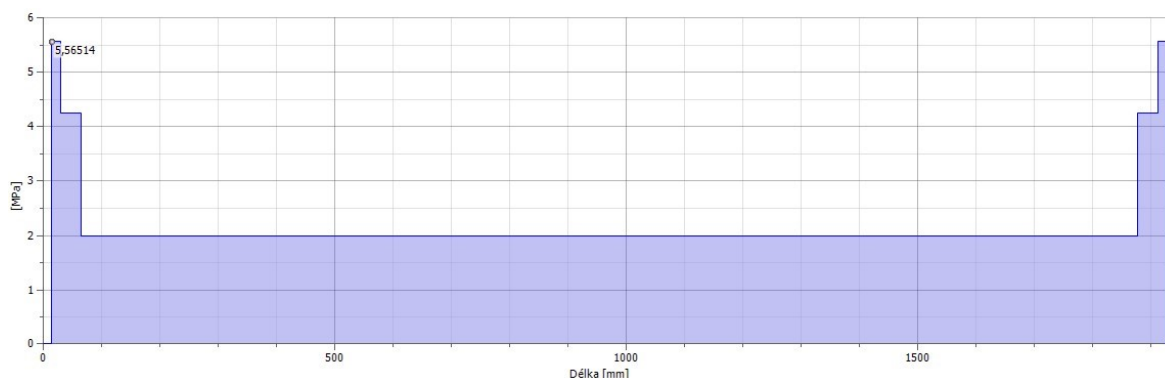
Obrázek 3.26 Spojovací část vřetene



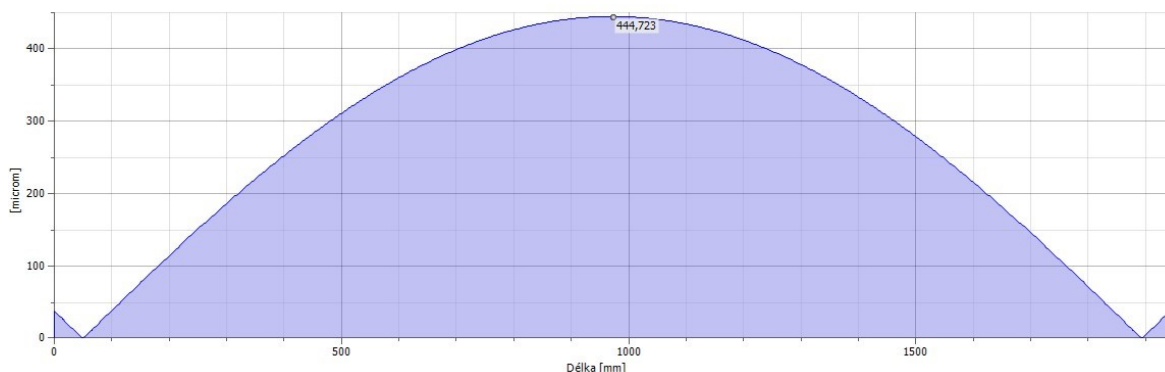
Obrázek 3.27 Průběh smykových sil ve spojovací části vřetene



Obrázek 3.28 Průběh napětí v ohybu ve spojovací části vřetene



Obrázek 3.29 Průběh napětí v krutu ve spojovací části vřetene



Obrázek 3.30 Průběh průhybu ve spojovací části vřetene

Tabulka 3.9 Charakteristiky dílu spojovacího vřetene

Hmotnost spojovacího vřetene	m_{H3}	23,575	[kg]
Reakce v axiálně volných ložiskách spojovacího vřetene	R_5, R_6	115,596	[N]
Maximální napětí v ohybu ve spojovacím vřetenu	σ_{OH3}	5,815	[MPa]
Maximální napětí v krutu ve spojovacím vřetenu	τ_{OH3}	5,565	[MPa]
Maximální průhyb spojovacího vřetene	u_3	0,444	[mm]

Z rovnice (3.74) plyne pro vzdálenost mezi ložisky 1844 [mm] dovolený průhyb 0,553 [mm]. Skutečný maximální průhyb spojovacího hřídele je nižší než tento dovolený průhyb. Reakční síly jsou také vyšší než požadované minimální reakční síly (3.75). Z tohoto důvodu považují spojovací část vřetene jako vyhovující.

3.7 Volba a kontrolní výpočet spojek

Pro spojení zadní a spojovací části vřetene volím elastomerovou spojku EKL/60/A/32/32, která se vyznačuje dobrým tlumením vibrací. Umožňuje také vyrovnání teplotní roztažnosti vřetene díky možnosti axiálního posunutí o 2 [mm]. Snáší úhlovou nesoivosost 1[°] a paralelní nesoivosost 0,12 [mm]. Montáž spojky je provedena pomocí svěrného spojení s využitím šroubů M6. [29]

Tabulka 3.10 Parametry elastomerové spojky EKL/60/A/32/32 [29]

Jmenovitý moment elastomerové spojky	T_{KN}	60	[N · m]
Hmotnost elastomerové spojky	m_{ES}	0,3	[kg]
Maximální otáčky elastomerové spojky	n_{ESMAX}	11000	[min ⁻¹]



Obrázek 3.31. Elastomerová spojka třídy EKL [29]

Kontrolní výpočet pro ověření vhodnosti volby spojky

Kontrola vhodnosti spojky je provedena dle [29].

$$T_{KN} > M_{HS} \cdot S_g [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.78)$$

$$T_{KN} > 35,806 \cdot 1 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$60 > 35,806 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

kde T_{KN} jmenovitý moment přenášený elastomerovou spojkou [N · m]

S_g součinitel zohledňující vliv teploty; volím dle [29] $S_g = 1$ [1]

Zbylé spojení částí vřetene je provedeno s využitím vlnovcové spojky BKL/60/32/32. Tato spojka umožňuje vyrovnávat axiální posunutí o 1,5 [mm]. Zvládá paralelní nesouosost 0,2 [mm] a úhlovou nesouosost 1[°]. Spojka je také připevněna pomocí svěrného spoje s využitím šroubů M8. Tuto spojku jsem zvolil z důvodu její nízké ceny. [29]



Obrázek 3.32 Vlnovcová spojka třídy BKL [29]

Tabulka 3.11 Parametry vlnovcová spojky BKL/60/32/32 [29]

Jmenovitý moment vlnovcové spojky	T_{KNV}	60	[N · m]
Hmotnost vlnovcové spojky	m_{VS}	0,4	[kg]
Maximální otáčky vlnovcové spojky	n_{VSMAX}	10000	[min ⁻¹]

Kontrolní výpočet pro ověření vhodnosti volby spojky

Moment, kterému je tato spojka vystavena, je velmi blízký momentu na začátku spojovacího hřídele, z tohoto důvodu bude pro výpočet použit moment M_{HS} .

$$T_{KNV} > 1,5 \cdot M_{HS} [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.79)$$

$$T_{KNV} > 1,5 \cdot 35,806 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$60 > 53,709 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

kde T_{KNV} jmenovitý moment přenášený vlnovcovou spojkou [N · m]

3.8 Průhyb vřetene

Z důvodu velkého vysunutí vřetene byla provedena analýza jeho průhybu. V této analýze nebylo uvažováno s vlivem řezné síly, která způsobuje ohyb vřetene v horizontálním směru od osy obráběné trubky. Tento ohyb zmenšuje průhyb vřetene v závislosti na vnitřním poloměru obráběné trubky.

Vliv řezné síly bude při řízení zdvihu u obrábění zahrnut vhodnou korekcí získanou při praktických zkouškách obrábění. Případně s ohledem na zmenšující se průměr brousícího kotouče v průběhu obrábění, se nabízí možnost, řídit zdvih vřetene v závislosti na zatížení elektromotoru vřetene.

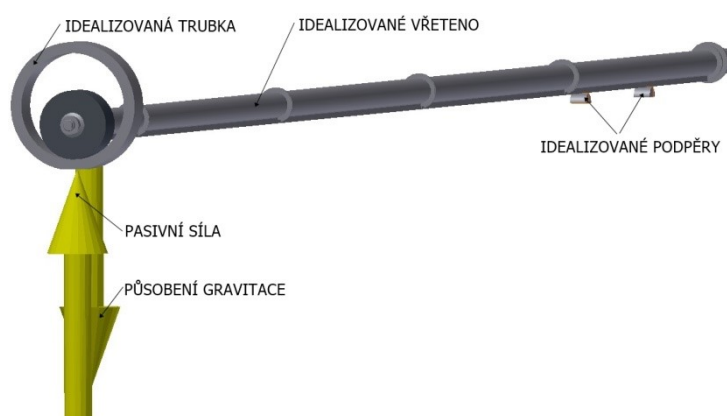
Průhyb vřetene byl zjištěn, při uvážení pasivní síly a gravitace, metodou konečných prvků s využitím programu Autodesk Inventor 2012. Z důvodu snížení nároků na výpočtový čas byla provedena idealizace modelu vřetene. V rámci této idealizace byla odstraněna sražení hran a drobná zaoblení. Dále byly odstraněny šroubové spoje mezi tubusy a díry po tomto spojení byly vyplněny materiálem. Ložiska byla vzhledem ke své tvarové složitosti nahrazena kroužky o stejné hmotnosti a rozměrech. Spojky byly nahrazeny válci o stejné hmotnosti. Matice na konci vřetene M42, která slouží k upnutí

kotoučů, byla nahrazena válcem o stejné hmotnosti. Při simulaci byl použit idealizovaný brousící kotouč o vnějším průměru 250 [mm] a šířce 120 [mm]. Tyto úpravy mají, dle mého názoru, zanedbatelný vliv na celkový výsledek. Výsledný průhyb byl zjišťován na čelní hraně brousícího kotouče.

Po domluvě s vedoucím diplomové práce byl stanoven rozestup mezi kroky vysunutí vřetene 300 [mm] a pro poslední krok při nejmenším vysunutí 200 [mm]. Pohyblivá podpěra byla vždy umístěna do středu mezi pevnou podpěru a pevnou vazbu. S ohledem na problematické určení pasivní síly byla analýza provedena pro tři pasivní síly a to pro 500 [N], 750 [N] a dříve stanovené teoretické maximum $F_{PMAX} = 1000$ [N].

Síly

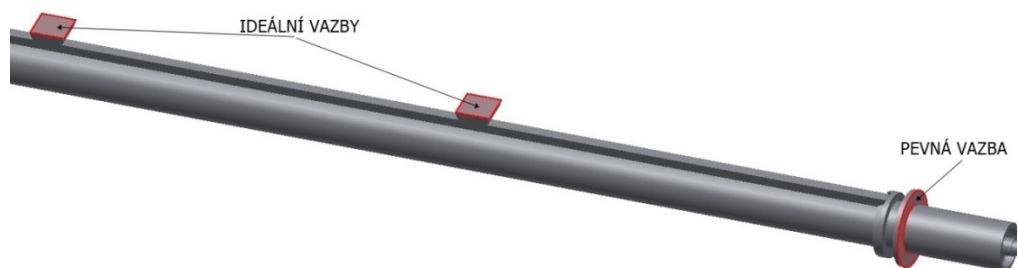
Pasivní síla v analýze působí na plochu na vnějším průměru idealizované trubky. Toto působení představuje reakční sílu na brousící kotouč od působení pasivní síly při obrábění. Tato reakční síla tedy „nadzvedává“ vřeteno. Hmotnost idealizované trubky je blízká nule. Z tohoto důvodu je vliv na výsledný průhyb zanedbatelný. Na vřeteno dále působí gravitace ve směru znázorněném na obrázku 3.33.



Obrázek 3.33 Popis analýzy průhybu

Vazby a dotyky

Zadní část vřetene je zavazbena pevnou vazbou. Idealizované podpěry, které odpovídají průměru vodících kladek, jsou ve spodní části zavazbeny ideální vazbou. Dotyky mezi podpěrami a vřetenem jsou nastaveny jako separace. Toto nastavení umožňuje případné nadzvednutí vřetene z pohyblivé podpěry díky jeho průhybu. Zbylé vazby jsou nastaveny jako vázané.



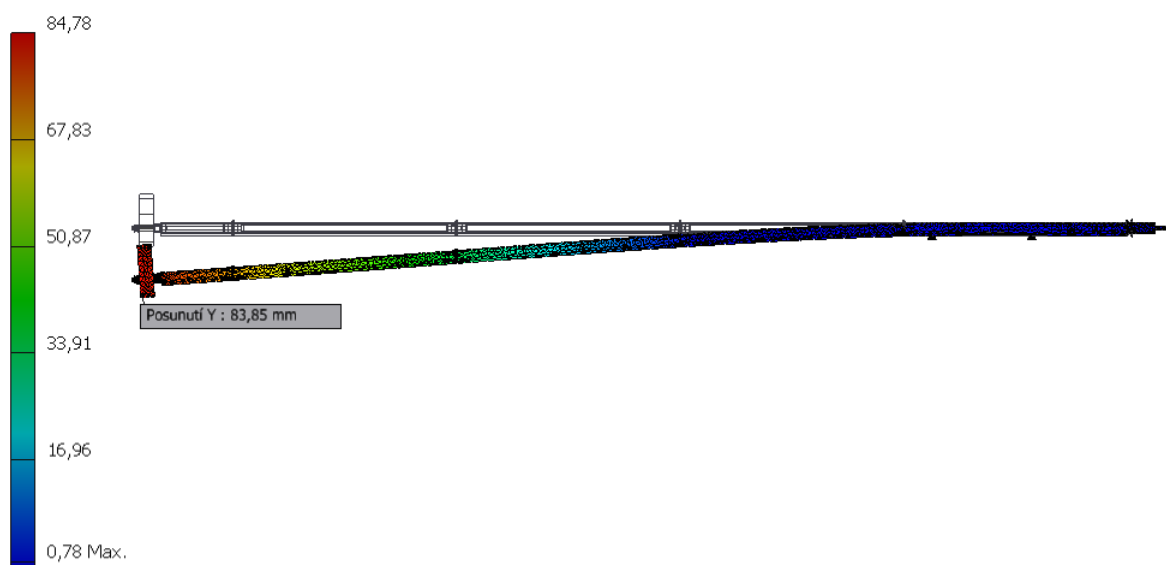
Obrázek 3.34 Umístění vazeb

Sít'

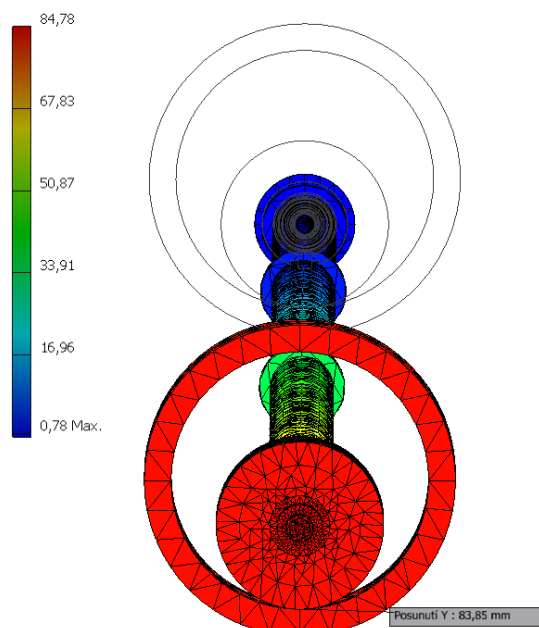
Při tvorbě sítě byly ponechány výchozí hodnoty velikosti prvku a dále byla vybrána možnost vytvoření zakřivených prvků sítě.

Výsledky simulace

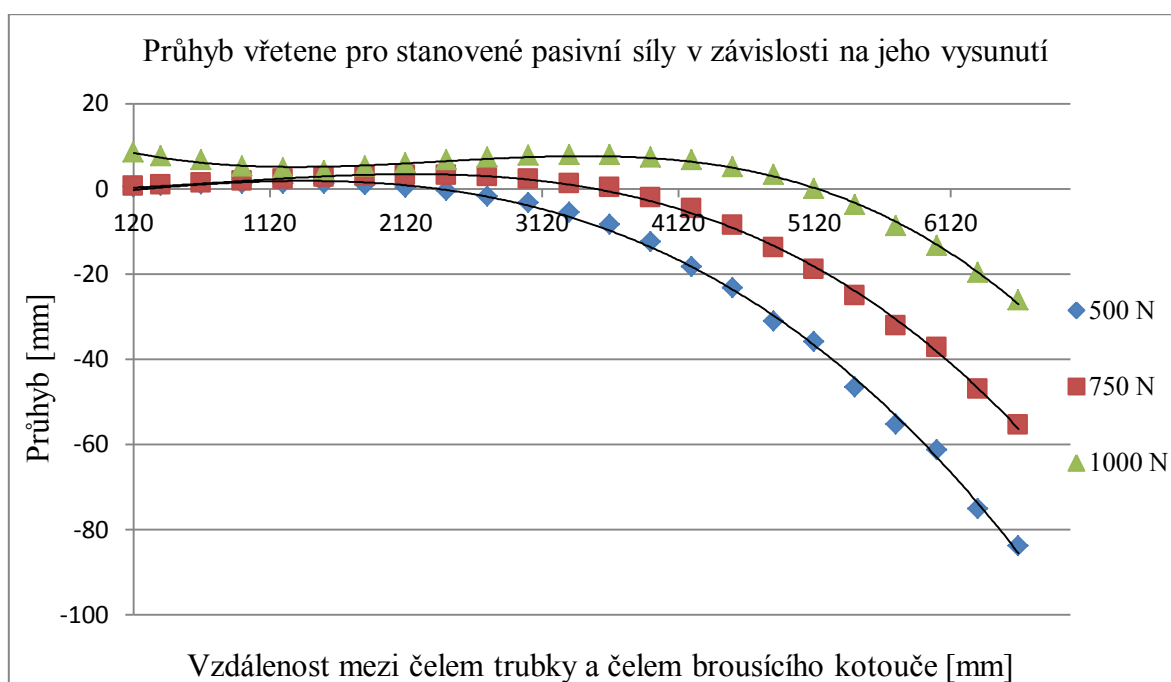
Výsledek simulace vyobrazený na obrázcích 3.35 a 3.36 odpovídá maximálnímu vysunutí vřetene a působení pasivní síly 500 [N]. Výsledky zbylých analýz jsou uvedeny v tabulce 3.12.



Obrázek 3.35 Výsledný průhyb při maximálním vysunutí a pasivní síle 500 [N]



Obrázek 3.36 Čelní pohled na výsledný průhyb při maximálním vysunutí a pasivní síle 500 [N]



Graf 1 Průhyb vřetene pro stanovené pasivní síly v závislosti na jeho vysunutí

Tabulka 3.12 Průhyb v závislosti na vysunutí a pasivní síle v [mm]

Vzdálenost mezi čelem trubky a čelem brousícího kotouče [mm]	Pasivní síla [N]		
	500	750	1000
120	0,45	0,53	8,54
320	0,65	0,82	7,57
620	0,99	1,29	6,65
920	1,11	1,75	5,27
1220	1,21	2,24	4,76
1520	1,13	2,61	4,12
1820	0,86	2,94	5,23
2120	0,32	3,1	5,9
2420	-0,55	3,05	6,66
2720	-1,82	2,78	7,34
3020	-3,39	2,15	7,71
3320	-5,62	1,18	7,98
3620	-8,4	0,32	7,89
3920	-12,44	-2,11	7,39
4220	-18,34	-4,76	6,67
4520	-23,32	-8,67	5,05
4820	-31,13	-13,83	3,32
5120	-35,99	-18,94	-0,05
5420	-46,66	-25,17	-3,87
5720	-55,39	-32,15	-8,73
6020	-61,29	-37,29	-13,46
6320	-75,19	-47,03	-19,73
6620	-83,85	-55,53	-26,16

Výsledný maximální průhyb 83,85 [mm] považuji jako vyhovující, s ohledem na informace od pana Ing. Jana Rychty, kde průhyb vřetene, zjištěný měřením u podobného zařízení, dosahoval až 140 [mm]. [12]

3.9 Pevnostní kontrola vřetene

Z důvodu zanedbání řezné síly a posuvové síly u analýzy průhybu byla provedena analýza metodou konečných prvků také s uvažováním těchto sil. Při této analýze jsem předpokládal pasivní sílu o velikosti 750 [N] s ohledem na přiměřený přtlak při použití maximální řezné síly $F_{C\text{MAX}}$. Posuvová síla byla uvažována jako maximální $F_{F\text{MAX}}$. Z důvodu uvažování maximálních sil byl pro simulaci použit idealizovaný brousící kotouč o průměru 150 [mm] a šířce 120 [mm].

Síly

Na straně a na čele brousícího kotouče byly vytvořeny dvě plochy, do kterých byly zavedeny síly. Rozložení těchto sil je patrné z obrázku 3.36. Pasivní síla byla nahrazena vzdáleností 55,53 [mm] mezi povrchem brousícího kotouče a vnitřním průměrem trubky. Tato vzdálenost vytvoří při průhybu vlastní vahou pasivní sílu blízkou 750 [N].



Obrázek 3.36 Popis pevnostní analýzy

Vazby a dotyky

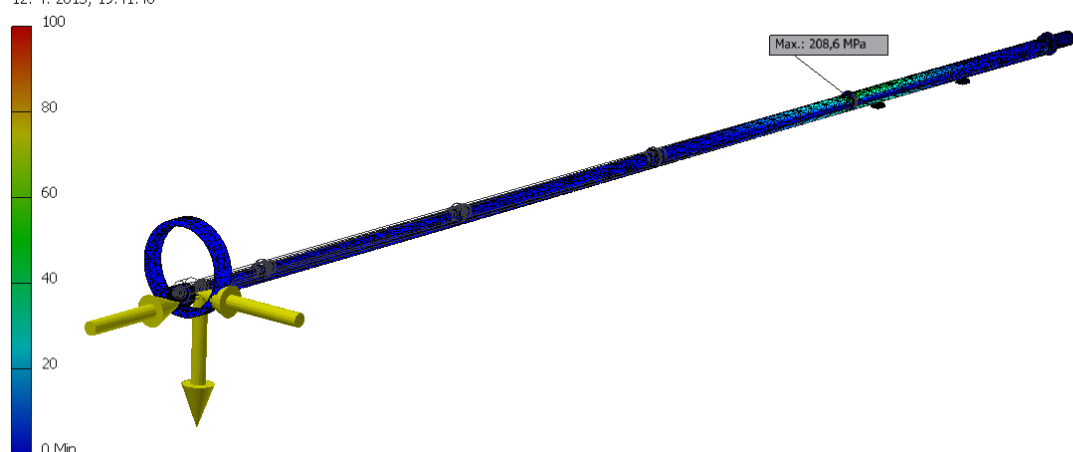
Vazby na zadní části vřetene a u podpěr jsou stejné jako v analýze průhybu. K těmto vazbám navíc přibyla pevná vazba u trubky, což způsobuje její fixaci v prostoru. Dotyky mezi podpěrami a vřetenem jsou opět nastaveny jako separace. Dotyk mezi povrchem brousícího kotouče a vnitřní plochou trubky je také nastaven jako separace. Zbylé dotyky jsou nastaveny jako vázané.

Sít'

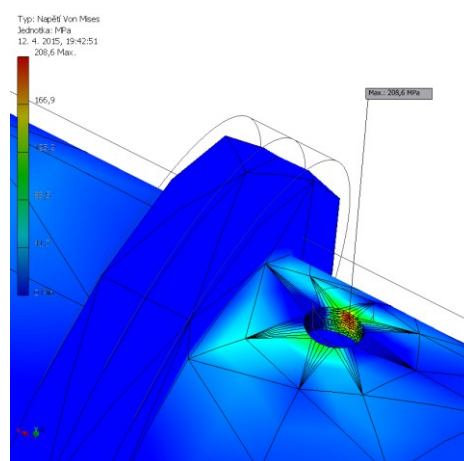
Při tvorbě sítě bylo opět ponecháno původní nastavení velikosti prvku. Pro upřesnění sítě v zaoblených oblastech byla vybrána možnost vytvoření zakřivených prvků sítě. V místě, kde vznikalo maximální napětí, byla řízením místní sítě nastavena velikost prvku 1 [mm]. Z důvodu vzniku špiček napětí byly z upřesnění analýzy vyjmuty idealizované podpěry, brousící kotouč a trubka.

Výsledky simulace

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
12. 4. 2015, 19:41:40

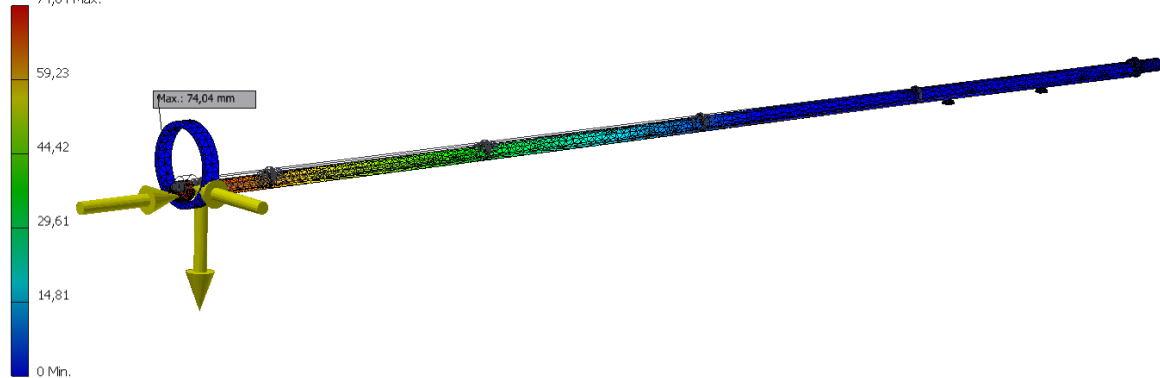


Obrázek 3.37 Průběh Von Misesova napětí

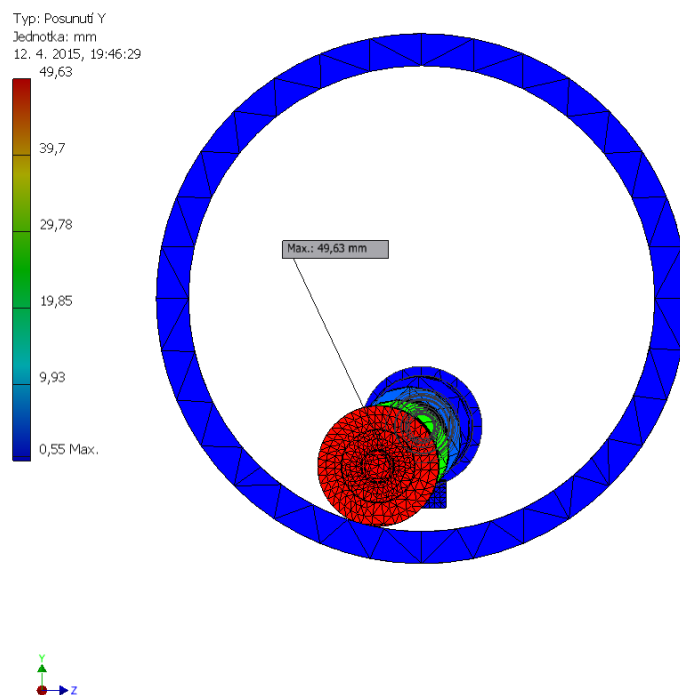


Obrázek 3.38 Detail maximálního Von Misesova napětí

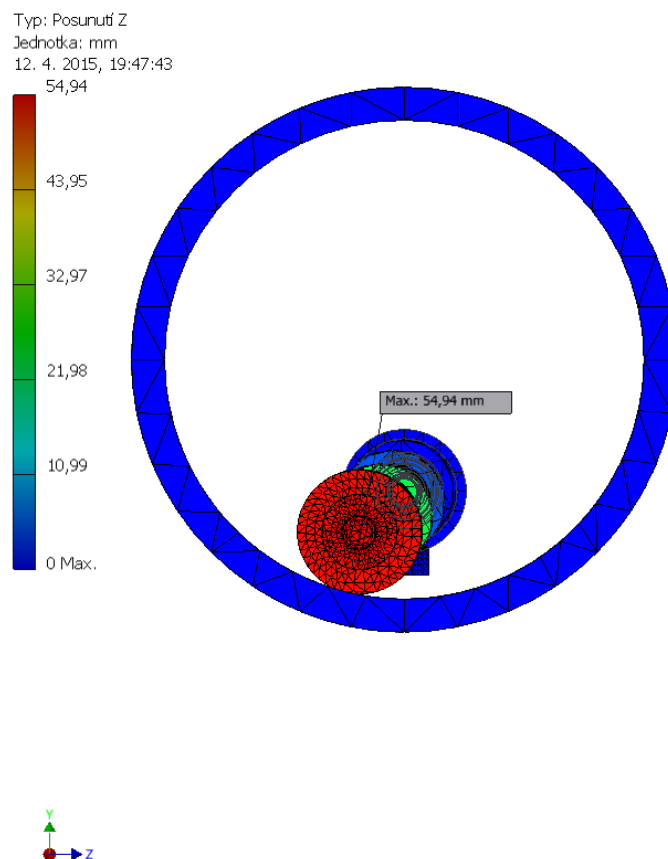
Typ: Posunutí
Jednotka: mm
12. 4. 2015, 19:45:10
74,04 Max.



Obrázek 3.39 Průběh průhybu včetně při uvážení všech sil



Obrázek 3.40 Průběh průhybu vřetene při uvážení všech sil v ose Y



Obrázek 3.41 Průběh průhybu vřetene při uvážení všech sil v ose Z

Výpočet bezpečnosti v místě s maximálním redukovaným napětím

$$k_V = \frac{R_{e11523}}{208,6} [1] \quad (3.80)$$

$$k_V = \frac{355}{208,6} = 1,702 [1]$$

kde k_V bezpečnost v místě s maximálním redukovaným napětím [1]
 R_{e11523} mez kluzu materiálu 11 523; volím dle [30]; $R_{e11523} = 355$ [MPa]

Hodnota bezpečnosti v místě maximálního redukovaného napětí přesahuje doporučenou statickou bezpečnost pro ocel 11 523 dle [22] $k_{s11500} = 1,6$ [1].

3.10 Volba a výpočet zdvihu vřetene

Celková výška zdvihu byla s ohledem na průměry obráběných trubek plynoucích ze zadání a s ohledem na průhyb vřetene stanovena na 300 [mm]. Potřebný zdvih vřetene je realizován s využitím trojice aktuátorů. Aktuátory volím z důvodu spolehlivého, bezúdržbového chodu při vysoké účinnosti. Jelikož jejich pohon zajišťuje elektromotor, odpadá nutnost rozvodu tekutin, jako je tomu u hydraulických, případně pneumatických válců.

3.10.1 Volba aktuátoru

Při volbě aktuátoru vycházím z nejnepříznivějšího zatížení podpěr, které nastane při maximálním vysunutí vřetene. Analýzou průhybu bylo zjištěno, že při tomto vysunutí dochází k nadzvednutí vřetene z pohyblivé podpory a zatížení je tak přenášeno pouze dvojicí aktuátorů. S ohledem na přiměřenou velikost průhybu vřetene, při jeho maximálním vysunutí, uvažuji jako optimální velikost pasivní síly 750 [N]. Hmotnost zdvihané části brusky, rozmístění aktuátorů a umístění těžiště je patrné z obrázku 3.42. Výpočet reakcí naznačených na obrázku 3.42 byl proveden s využitím programu MITcalc a je uveden v příloze A.



Obrázek 3.42 Schéma výpočtu aktuátoru s vypnutou viditelností krytu řemenice

Pro výslednou reakci $R_p = 3895,62$ [N] volím aktuátor ALI3-F-VRS/0300/M01/CA-400-50-AT-50-2-0.09/S3/FC1/M0/1/E06/2FC/IP55/P2/A6 [31]. Aktuátor bude při obrábění vykonávat pomalý zdvih. Z tohoto důvodu volím aktuátor s kuličkovým šroubem, který se vyznačuje vyšší účinností v porovnání s trapézovým šroubem. V případě, že by i přes toto opatření docházelo k přehřívání aktuátoru, je možné opatřit aktuátor externím chlazením. Rychlost zdvihu 9 [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$] považuji jako vyhovující, s ohledem na průběh průhybu vřetene při uvážení maximální velikosti pracovního posuvu. V případě potřeby výraznějšího snížení brusky, například při změně obráběného průměru trubky, je na vysunutí dostatek času s ohledem na dlouhou dobu při výměně trubky. Zvolený aktuátor je také vybaven dvojicí integrovaných koncových snímačů a motorem s brzdou. [31]



Obrázek 3.43 Aktuátor typu ALI3 [31]

Tabulka 3.13 Parametry zvoleného aktuátoru [31]

Maximální síla aktuátoru	F_{AK}	5000	[N]
Zdvih aktuátoru	l_{AK}	300	[mm]
Rychlost zdvihu aktuátoru	v_{AK}	9	[$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]
Opakovatelnost	o_{AK}	0,4	[mm]

Z důvodu sjednocení rychlosti zdvihu, bude tento aktuátor použit i ve dvou zbývajících místech zdvihu.

Jelikož během obrábění hrozí zasažení aktuátoru pevné podpěry jiskrami, jsou všechny aktuátory kryty krycími měchy. Pro krytí byl zvolen obšíváný měch typu RF 72 [32]. Měch je vyroben z materiálu Preotex 035. Tento materiál se vyznačuje odolností vůči žhavým jiskrám a samouhasitelností. Materiál krycího měchu je také voděodolný. [32]

3.10.2 Vedení zdvihaných částí brusky

Z důvodu zabránění působení bočních sil na aktuátor a také z důvodu znemožnění rotace horní části aktuátoru kolem své osy, jsou zdvihané části brusky vedeny ve vodících tyčích za pomoci kuličkových pouzder. Tyto vodící tyče jsou také kryty obšívánými krycími měchy typu RF 50 z materiálu Preotex 035.

Výpočet reakcí přenášených lineárním vedením

Podpěry a vozík přenášejí řeznou a posuvovou sílu vzniklou při obrábění. Nejnepríznivější způsob namáhání opět nastává při maximálním možném vysunutí vřetene. Rozložení těchto sil je patrné z obrázku 3.44. Výpočet reakcí naznačených na obrázku 3.44 byl proveden s využitím programu MITcalc a je uveden v příloze B.



Obrázek 3.44 Schéma výpočtu reakcí ve vodících tyčích

Výpočet třecí síly v ložisku pevné podpory

Podpěrná kladka, po které pojíždí vřeteno, je uložena za použití kuličkového ložiska. Během posouvání vřetene vzniká v ložisku třecí odpor vůči pohybu. Při výpočtu uvažuji nejnepríznivější stav při maximálním vysunutí vřetene.

$$F_{VT} = R_P \cdot f_{\tilde{c}} [N] \quad (3.81)$$

$$F_{VT} = 3895,62 \cdot 0,01 = 38,956 [N]$$

kde F_{VT} třecí síla způsobená čepovým třením [N]

R_Preakce v pevné podpoře přenášená aktuátorem [N]

$f_{\tilde{c}}$ součinitel čepového tření pro valivé uložení; volím dle [33]

$$f_{\tilde{c}} = 0,01 [1]$$

Výpočet reakcí přenášených lineárním vedením v pevné podpoře

Výsledná reakce v pevné podpoře, která zatěžuje kuličkové pouzdra, se skládá ze dvou na sebe kolmých sil R_{PV} a F_{VT} .

$$R_{PKP} = \sqrt{R_{PV}^2 + F_{VT}^2} [N] \quad (3.82)$$

$$R_{PKP} = \sqrt{1902,76^2 + 38,956^2} = 1903,158 [N]$$

kde R_{PKP} reakce v pevné podpoře přenášená lineárním vedením [N]
 R_{PV} reakce v pevné podpoře vzniklá působením řezné síly [N]

Výpočet reakcí přenášených lineárním vedením ve vozíku vřetene

Výsledná síla přenášená lineárním vedením ve vozíku vřetene, která zatěžuje kuličkové pouzdra, se skládá ze síly R_{ZV} a z teoretické maximální posuvové síly F_{MAX} .

$$R_{ZKP} = \sqrt{R_{ZV}^2 + F_{MAX}^2} [N] \quad (3.83)$$

$$R_{ZKP} = \sqrt{1445,74^2 + 475,027^2} = 1521,78 [N]$$

kde R_{ZKP} reakce ve vozíku vřetene přenášená lineárním vedením [N]
 R_{ZV} reakce v pevné podpoře vzniklá působením řezné síly [N]

Kontrola zvoleného kuličkového pouzdra

Z důvodu vyšší reakční síly v pevné podpoře, bude vypočtena životnost kuličkových pouzder u pevné podpory a zvolené kuličkové pouzdro bude použito i u zbylých vodících tyčí. Ve výpočtu bylo uvažováno s rovnoměrným rozložením reakční síly R_{PKP} do dvou kuličkových pouzder. Výpočet je proveden dle [34].

Pro vedení zvedaných částí brusky byly použity vodící tyče průměru 30 [mm] SN30 [34]. Po této vodící tyči pojíždí kuličkové pouzdro SMA 30UU [34].



Obrázek 3.45 Kuličkové pouzdro typu SMA [34]

Tabulka 3.14 Parametry kuličkového pouzdra SMA 30UU [34]

Průměr vodící tyče	d_{KP}	30	[mm]
Dynamická únosnost kuličkového pouzdra	C_{KP}	1570	[N]
Statická únosnost kuličkového pouzdra	C_{0KP}	2740	[N]
Hmotnost kuličkového pouzdra	m_{KP}	0,735	[kg]

Statická kontrola kuličkového pouzdra

$$f_S = \frac{C_{0KP}}{\frac{R_{PKP}}{2}} [1] \quad (3.84)$$

$$f_S = \frac{2740}{\frac{1903,158}{2}} = 2,879 [1]$$

kde f_S statická bezpečnost kuličkového pouzdra [1]

C_{0KP} statická únosnost kuličkového pouzdra [N]

Výsledná statická bezpečnost je vyšší než požadovaná statická bezpečnost 2 [1] dle [34].

Výpočet životnosti kuličkového pouzdra

$$L_H = \frac{\left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C_{KP}}{\frac{R_{PKP}}{2}} \right)^3 \cdot 50 \cdot 10^3}{2 \cdot l_S \cdot n_C \cdot 60} [h] \quad (3.85)$$

$$L_H = \frac{\left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,8} \cdot \frac{1570}{\frac{1903,158}{2}} \right)^3 \cdot 50 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,3 \cdot 0,06 \cdot 60} = 17826,379 [h]$$

kde L_H životnost kuličkového pouzdra [hod]

f_H součinitel povrchové tvrdosti vodící tyče; dle [34] $f_H = 1$ [1]

f_T součinitel teploty; volím dle [34] $f_T = 1$ [1]

f_C kontaktní součinitel; dle [34] $f_C = 1$ [1]

C_{KP} dynamická únosnost kuličkového pouzdra; dle [34] [N]

f_W součinitel zatížení; volím dle [34] $f_W = 1,8$ [1]

l_S délka zdvihu [mm]

n_C počet cyklů za minutu [min^{-1}]

S ohledem na rychlost a velikost zdvihu při obrábění, bylo stanoveno množství cyklů $n_C = 0,06 \text{ [min}^{-1}\text{]}$. Výslednou životnost považuji jako vyhovující, jelikož byly při jejím výpočtu uvažovány pouze nejnepríznivější podmínky.

3.11 Volba a výpočet životnosti ložiska podpěrné kladky

S ohledem na zvolený průměr podpěrné kladky volím pro její uložení oboustranně utěsněné kuličkové ložisko 62304-2RS1. Kuličková ložiska se vyznačují jednoduchou konstrukcí, která díky hlubokým oběžným drahám umožňuje také přenos axiálních sil v obou směrech. [35] Výpočet je proveden dle [25] a [35].

Tabulka 3.15 Parametry kuličkového ložiska 62304-2RS1 [35]

Průměr díry ložiska kladky	d_{KL}	20	[mm]
Vnější průměr ložiska kladky	D_{KL}	52	[mm]
Dynamická únosnost ložiska kladky	C_{KL}	15,9	[kN]
Statická únosnost ložiska kladky	C_{0KL}	7,8	[kN]
Hmotnost ložiska kladky	m_{KL}	0,2	[kg]

Výpočet ekvivalentního statického zatížení ložiska podpěrné kladky

$$P_{0KL} = 0,6 \cdot R_P + 0,5 \cdot R_{PKP} \text{ [N]} \quad (3.86)$$

$$P_{0KL} = 0,6 \cdot 3895,62 + 0,5 \cdot 1903,158 = 3288,951 \text{ [N]}$$

kde P_{0KL}ekvivalentní statické zatížení ložiska podpěrné kladky [N]

Jelikož je ekvivalentní statické zatížení ložiska podpěrné kladky nižší než radiální síla R_P , bude dle [35] při výpočtu statické bezpečnosti uvažováno pouze s radiální silou.

Výpočet statické bezpečnosti ložiska podpěrné kladky

$$s_{0KL} = \frac{C_{0KL}}{R_P} \text{ [1]} \quad (3.87)$$

$$s_{0KL} = \frac{7800}{3859,62} = 2,021 \text{ [1]}$$

kde s_{0KL}statická bezpečnost ložiska podpěrné kladky [1]

C_{0KL}statická únosnost ložiska podpěrné kladky; dle [35] [N]

Výsledná statická bezpečnost je vyšší než požadovaná statická bezpečnost 1,5 [1] dle [25].

Kontrola životnosti ložiska podpěrné kladky

Při této kontrole budu předpokládat provoz výhradně při rychlosti maximálního pracovního posuvu f_{PPMAX} .

Výpočet otáček podpěrné kladky při rychlosti maximálního pracovního posuvu

$$n_{KL} = \frac{f_{PPMAX}}{\pi \cdot d_{KLA}} \cdot 60 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.88)$$

$$n_{KL} = \frac{37,274}{\pi \cdot 70} \cdot 60 = 10,17 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

kde n_{KL} otáčky podpěrné kladky [min^{-1}]

d_{KLA} průměr podpěrné kladky [mm]

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska podpěrné kladky

$$P_{KL} = X \cdot R_P + Y \cdot R_{PKP} \text{ [N]} \quad (3.89)$$

$$P_{KL} = 0,56 \cdot 3895,62 + 1,21 \cdot 1903,158 = 4484,368 \text{ [N]}$$

kde P_{KL} ekvivalentní dynamické zatížení ložiska podpěrné kladky [N]

X součinitel radiálního dynamického zatížení [1]

Y součinitel axiálního dynamického zatížení [1]

Hodnoty radiálního a axiálního dynamického součinitele volím dle [35] za použití lineární interpolace $X = 0,56$ [1] a $Y = 1,21$ [1].

Výpočet životnosti ložiska

$$L_{10HKL} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{KL}} \cdot \left(\frac{C_{KL}}{P_{KL}} \right)^p \text{ [hod]} \quad (3.90)$$

$$L_{10HKL} = \frac{10^6}{60 \cdot 10,17} \cdot \left(\frac{15900}{4484,368} \right)^3 = 73049,195 \text{ [hod]}$$

kde L_{10HKL} životnost ložiska podpěrné kladky při 90 [%] spolehlivosti [hod]

C_{KL} dynamická únosnost ložiska podpěrné kladky; dle [35] [N]

Vypočtenou životnost považuji jako vyhovující.

3.12 Návrh a výpočet pojezdu

Z důvodu zajištění stability vozíku vřetene byla zvolena varianta ustavení na šesti pojezdových rolnách. Pohyblivá podpěra je z důvodu nižšího zatížení ustavena na čtyřech pojezdových rolnách. Z důvodu omezení možnosti bočního překlopení byly zvoleny kolejnice tvaru U.

3.12.1 Určení velikosti pojezdových rolen

Při volbě pojezdové rolly vycházím z doporučení pana Ing. Jana Rychty a volím rolly o vnějším průměru větším než 100 [mm] [12]. Pro pojezd jsem zvolil pojezdové rolly 4.061 [36]. Výrobce pojezdové rolly nabízí k této rolně vodící profil tvaru U s označením 4 NbV [36].



Obrázek 3.46 Pojezdová rolly [36]

Tabulka 3.16 Parametry pojezdové rolly 4.061 [36]

Vnější průměr pojezdové rolly	D_R	107,7	[mm]
Dynamická únosnost radiálního ložiska	C_{RR}	81	[kN]
Statická únosnost radiálního ložiska	C_{0RR}	95	[kN]
Dynamická únosnost malého ložiska	C_{RA}	31	[kN]
Statická únosnost malého ložiska	C_{0RA}	36	[kN]
Hmotnost pojezdové rolly	m_R	2,82	[kg]

Výpočet otáček radiálního ložiska pojezdové rolly při rychlosti maximálního posuvu

$$n_{RR} = \frac{f_{PPZMAX}}{\pi \cdot D_R} \cdot 60 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.91)$$

$$n_{RR} = \frac{40}{\pi \cdot 107,7} \cdot 60 = 7,093 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

kde n_{RR} otáčky radiálního ložiska pojezdové rolly [min^{-1}]

D_R vnější průměr pojezdové rolly [mm]

Zjištění velikosti radiálního zatížení pojezdových rolen

Zjištění největšího zatížení pojezdové rolly v radiálním směru je uvedeno v příloze C. Nejvyšší radiální síla působící na pojezdovou rolnu je $F_{RR} = 956,9$ [N]

Výpočet otáček malého ložiska pojezdové rolly při rychlosti maximálního posuvu

$$n_{RA} = \frac{f_{PPZMAX}}{\pi \cdot B} \cdot 60 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.92)$$

$$n_{RA} = \frac{40}{\pi \cdot 31} \cdot 60 = 24,643 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

kde n_{RA} otáčky malého ložiska pojezdové rolly [min^{-1}]
 B přibližná hodnota vnějšího průměru malého ložiska [mm]

Zjištění největšího axiálního zatížení pojezdových rolen

Z důvodu zjednodušení výpočtu bylo uvažováno rovnoměrné rozložení síly R_{ZV} do trojice pojezdových rolen.

$$F_{RA} = \frac{R_{ZV}}{3} \text{ [N]} \quad (3.93)$$

$$F_{RA} = \frac{1445,74}{3} = 481,913 \text{ [N]}$$

kde F_{RA} axiální zatížení pojezdové rolly [N]

Jelikož v katalogu výrobce není uveden postup pro výpočet životnosti pojezdových rolen, bude výpočet proveden dle [25]. S ohledem na nižší únosnosti a vyšší otáčky malého ložiska bude proveden jeho výpočet.

Výpočet statické bezpečnosti malého ložiska pojezdové rolly

$$s_{0R} = \frac{C_{0RA}}{F_{RA}} \text{ [1]} \quad (3.94)$$

$$s_{0R} = \frac{36000}{481,913} = 74,7 \text{ [1]}$$

kde s_{0R} statická bezpečnost malého ložiska [1]
 C_{0RA} statická únosnost malého ložiska; dle [36] [N]

Výpočet životnosti axiálního ložiska pojezdové rolny

$$L_{10HR} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{RA}} \cdot \left(\frac{C_{RA}}{F_{RA}} \right)^p \text{ [hod]} \quad (3.95)$$

$$L_{10HR} = \frac{10^6}{60 \cdot 24,643} \cdot \left(\frac{31000}{481,913} \right)^{\frac{10}{3}} = 721326707,3 \text{ [hod]}$$

kde L_{10HR} životnost malého ložiska při 90 [%] spolehlivosti [hod]
 C_{RA} dynamická únosnost malého ložiska; dle [36] [N]

Výslednou životnost považuji jako vyhovující.

3.12.2 Návrh pohonu pojezdu

Pohon pojezdu musí být schopen překonat teoretickou maximální posuvovou sílu F_{FMAX} , dále pak odpor od pojížděcích kol W a třecí sílu vznikající v ložiscích podpěrných kladek. Z důvodu zjednodušení výpočtu bude síla F_{VT} uvažována, jako celková třecí síla v ložiscích obou podpěrných kladek.

Výpočet odporu pojížděcích kol

Výpočet je proveden dle [33].

$$W = \frac{m_b \cdot g}{\frac{D_R}{2}} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot \chi \text{ [N]} \quad (3.96)$$

$$W = \frac{818,541 \cdot 9,81}{\frac{107,7}{2}} \cdot (0,7 + 0,01 \cdot 35,5) \cdot 1,65 = 259,573 \text{ [N]}$$

kde W odpor pojížděcích kol [N]
 m_b hmotnost posouvané části brusky; odečteno z obrázku 3.11 [kg]
 e valivé tření; volím dle [33] $e = 0,7$ [mm]
 r_{ξ} poloměr čepu; dle [36] $r_{\xi} = 35,5$
 χ součinitel přidavných odporů; volím dle [33] $\chi = 1,65$ [1]

Výpočet celkového odporu pojezdu

$$F_{OD} = F_{FMAX} + W + F_{VT} \text{ [N]} \quad (3.97)$$

$$F_{OD} = 475,027 + 259,573 + 38,956 = 773,556 \text{ [N]}$$

kde F_{OD} celková odporová síla pojezdu [N]

Výpočet ozubeného hřebenu

Výpočet je proveden dle [37].

Výpočet síly působící na hřeben

$$F_U = F_{OD} \cdot K_A \cdot S_B \cdot f_n \cdot L_{HKB} \text{ [N]} \quad (3.98)$$

$$F_U = 773,556 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 0,95 \cdot 1,5 = 1791,265 \text{ [N]}$$

kde F_U síla působící na hřeben [N]
 K_A součinitel zatížení; volím dle [37] $K_A = 1,25$ [1]
 S_B součinitel bezpečnosti; volím dle [37] $S_B = 1,3$ [1]
 f_n součinitel rychlosti a mazání; volím dle [37] $f_n = 0,95$ [1]
 L_{HKB} součinitel rovnoměrnosti zatížení; volím dle [37] $L_{HKB} = 1,5$ [1]

S ohledem na požadovanou sílu volím ozubený hřeben s přímými zuby s označením 34 20 100 pro delší úsek kolejí. Pro kratší úsek kolejí volím ozubený hřeben s přímými zuby s označením 34 20 050. Oba zvolené hřebeny jsou vyrobeny z indukčně kaleného materiálu C45 s modulem 2 [mm]. K těmto hřebenům volím pastorek s označením 21 20 014 s celkovým počtem zubů 14 [1]. Kombinace těchto komponent dle [37] dokáže přenést sílu o velikost 2000 [N]. S ohledem na co nejnižší náklady volím nejméně přesnou kvalitu 10. Tato kvalita zaručuje přesnost chodu do 0,2 [mm] na 1000 [mm] délky hřebene. Výše uvedenou přesnost chodu považuji pro tuto aplikaci jako dostačující.

Výpočet potřebného počtu otáček pastorku

$$n_p = \frac{f_{PPZMAX}}{\pi \cdot d_p} \cdot 60 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.99)$$

$$n_p = \frac{40}{\pi \cdot 28} \cdot 60 = 27,283 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

kde n_p potřebné otáčky pastorku [min^{-1}]
 d_p průměr roztečné kružnice pastorku; dle [37] $d_p = 28$ [mm]

Stanovení potřebného momentu pohonu pojezdu

$$M_p = F_{OD} \cdot \frac{d_p}{2} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.100)$$

$$M_p = 773,556 \cdot \frac{0,028}{2} = 10,829 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

kde M_Ppotřebný moment pohonu pojezdu [N · m]

Volba pohonu

Pro pohon pojezdu jsem zvolil šnekovou elektropřevodovku SA08-LAI63M6-L4N-IA. Tuto volbu jsem provedl s využitím aplikace Motox 7.4 od firmy Siemens, s.r.o. [39]. Technické parametry tohoto pohonu jsou uvedeny v příloze D.

Tabulka 3.17 Parametry zvoleného pohonu pojezdu [39]

Jmenovitý výkon motoru pojezdu při 50 [Hz]	P_{PP}	0,09	[kW]
Výstupní otáčky při pohonu pojezdu 50 [Hz]	n_{PP}	28	[min ⁻¹]
Výstupní moment pohonu pojezdu při 50 [Hz]	M_{MP}	20	[N · m]
Převodový poměr pohonu pojezdu	i_{PP}	30	[1]
Hmotnost pohonu pojezdu	m_{PP}	6,5	[kg]

Z důvodu nízkých rozdílů cen u pohonů v této výkonové kategorii, považuji volbu této elektropřevodovky jako vhodnou, z důvodu vytvoření výkonové rezervy. Stejná elektropřevodovka bude použita také pro pohon pohyblivé podpěry.

Volba frekvenčního měniče motoru pojezdu

K řízení otáček pohonu pojezdu bude použit frekvenční měnič WJ200-002SF, který byl pro tuto aplikaci doporučen obchodním zástupcem firmy AEF, s.r.o. Tento měnič má stejné vlastnosti jako měnič použitý u motoru vřetene.

4. Závěr

Cílem mé diplomové práce byl návrh brusky vnitřních průměrů trubek. Úvod práce stručně popisuje technologii broušení. S přihlédnutím na zvolený způsob broušení, jsem se v další části rešerše zaměřil na strojní vybavení pro axiální obvodové broušení vnitřních ploch.

Největší problém při návrhu vřetene spočíval ve snaze o co nejmenší průměr tubusu vřetene z důvodu minimálního průměru obráběné trubky 180 [mm]. Mnou navržený tubus má vnější průměr včetně vodící části 130 [mm]. S ohledem na tento průměr byly omezeny také rozměry ložisek. Výsledná životnost ložisek je však, dle mého názoru dostačující, jelikož při jejím výpočtu bylo uvažováno pouze z nejnepríznivějších možným stavem.

Celková délka vřetene byla rozdělena do tří hlavních částí a to do zadní části, spojovacích částí a do přední části vřetene. Možnost odebrání jedné nebo více spojovacích částí vřetene navíc zaručuje modulárnost této brusky. Díky průhybu vřetene, který je v průběhu obrábění kompenzován zdvihem brusky, může během obrábění docházet ke vzniku vibrací. S ohledem na rozsah této diplomové práce však nebyly vibrace řešeny.

V práci byl také řešen průběh průhybu vřetene. Při výpočtu průhybu bylo uvažováno pouze s vlivem gravitace a pasivní síly. Z důvodu závislosti celkového průhybu, na velikosti řezné síly a na poloměru obráběné trubky, bude tento fakt do řízení zdvihu zahrnut korekcemi zjištěnými při praktických testech zařízení. Jako alternativa se také nabízí možnost řízení zdvihu v závislosti na zatížení elektromotoru vřetene. Průhyb, který byl zjištěn pro tři různé pasivní síly, považuji jako vyhovující. V práci byla také řešena pevnostní analýza při uvážení řezné, pasivní, posuvové a tíhové síly. Výsledné napětí, které vzniká v montážním otvoru při nejnepríznivějším stavu, považuji jako vyhovující s ohledem na výslednou bezpečnost.

Pro zdvih zdvihané části brusky jsem zvolil kombinaci aktuátorů a lineárního vedení využívajícího vodící tyče a kuličková pouzdra. Zdvih brusky je navíc zakrytován krycími měchy. Tato skutečnost by měla mít pozitivní vliv na celkovou životnost zdvihu. Zvolenou rychlost zdvihu $9 \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}]$ považuji jako vyhovující, s ohledem na průběh průhybu vřetene při uvážení maximální velikosti pracovního posuvu.

Předimenzování pojezdu brusky považuji jako vhodné, z důvodu vytvoření výkonové rezervy, která zaručí bezproblémový rozběh pojezdu. Součástí této diplomové práce je také částečná výkresová dokumentace, která obsahuje výkresy sestav brusky, vozíku včetně, pevné podpěry, pohyblivé podpěry a výrobní výkres zadní části včetně.

5. Seznam použitých pramenů

- [1] KOCMAN, Karel. Technologické procesy obrábění. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 330 s. ISBN 978-80-7204-722-2.
- [2] HUMÁR, Anton. Technologie I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ - 3 část [online]. 2005 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/Dokoncovaci_a_nekonvenncni_metody_obrabeni/TI_TO-3.cast.pdf
- [3] BARTOŇOVÁ, Renáta. Technologie broušení: Elektronická učebnice [online]. 2012 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: http://moodle2.voskop.eu/download/teu/U01_Technologie_brouseni.pdf
- [4] LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [5] MASLOV, J. Teorie broušení kovů. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979, 246 s.
- [6] Jak se vyznat ve značení brusných a řezných kotoučů. Pohledem SALEX-náradí.cz [online]. [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.pohledem.salex-naradi.cz/jak-se-vyznat-ve-znaceni-brusnych-a-reznych-kotoucu/>
- [7] BRUSKY HROTOVÉ UNIVERZÁLNÍ. STROJIMPORT – Machine tools, forming machines and investment units into the wide world. [online]. [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.strojimport.cz/brusky/hrotove-univerzalni/>
- [8] Straight grinder GGS 6 S Professional. Bosch Power Tools - Trade & Industry [online].
- [9] Flexible Shaft Motor And Shafts. The Rebel syndicate [online]. [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.rebelsyndicate.in/flexmot.htm>
- [10] IBASS press information. In-pipe maintenance, Sealing technology : Ibass GmbH & Co. KG [online]. [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://tubenklammer.de/eng/presse.htm>
- [11] ČSN 22 4510. Brousíci kotouče ploché.: Základní rozměry. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1981.
- [12] Firemní podklady Prestar, s.r.o.
- [13] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [14] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [15] ABB. Informační leták EU MEPS: Požadavky EU na úsporu energií u elektromotorů vstupující k 1.1. 2015 do další fáze [online]. [cit. 2015-01-29].

Dostupné

z: [http://www04.abb.com/global/seitp/seitp202.nsf/0/82dab63ba99e72c783257d9e002f16c5/\\$file/MEPS_uspory_energ_elektromotoru.pdf](http://www04.abb.com/global/seitp/seitp202.nsf/0/82dab63ba99e72c783257d9e002f16c5/$file/MEPS_uspory_energ_elektromotoru.pdf)

- [16] SIEMENS, s.r.o. SIMOTICS nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC: Řady 1LE1, 1MB1 a 1PC1 Velikosti 80 až 315 Výkony 0,3 až 250 kW [online]. 2013 [cit. 2015-04-01]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1le1.pdf
- [17] KALÁB, Květoslav. Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu: Vysokoškolská příručka. Ostrava, 2010.
- [18] ČSN 02 3111. Hnací klínové řemeny klasických průřezů: Výpočet převodů a předávaných výkonů. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1987.
- [19] ČSN 02 3110. *Hnací klínové řemeny klasických průřezů: Základní rozměry a kontrolní metody*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1987.
- [20] Řemenové převody - klínové řemeny. *MITCalc - Strojírenské, průmyslové a technické výpočty*. [online]. [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/vbelts/help/cz/vbelts.htm>
- [21] SKF GROUP. *Hřídelová těsnění* [online]. 2012 [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-129139/10919_CZ_lowres.pdf
- [22] BOHÁČEK, František. Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1987, 215 s.
- [23] MORAVEC, Vladimír a Daniel PIŠŤÁČEK. Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006, 100 s. ISBN 978-80-248-0980-9.
- [24] SKF. Naklápěcí kuličková ložiska [online]. [cit. 2015-02-23]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_03_Naklapeci%20kulickova%20loziska.pdf
- [25] SKF. Určení velikosti ložiska [online]. [cit. 2015-02-23]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_03_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf
- [26] ČSN 20 1524. Obráběcí stroje na kovy: Příruby pro upínání brousících kotoučů. Praha: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1975.
- [27] ČSN EN 13218+A1. Obráběcí a tvářecí stroje - Bezpečnost - Pevně umístěné brusky. Evropský výbor pro normalizaci, 2008.
- [28] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989, 775 s. Česká matice techn. ISBN 80-030-0046-7.

- [29] R+W ANTRIEBSELEMENTE GMBH. Precision Couplings: Eexact and backlash free for precision servo and stepper drive applications. [online]. 2013 [cit. 2015-04-07]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/files/files/326/rw-prehled-spojek-en.pdf>
- [30] DRASTÍK, František. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-857-8095-X.
- [31] MECVEL S.R.L. Attuatori [online]. 02/2010 [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: <http://www.mecvel.com/public/backoffice/portal/allegati/386-attuatori.pdf>
- [32] HESTEGO S.R.O. Krycí měchy [online]. [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: http://www.hestego.cz/fileadmin/user_upload/produkty/kryci_mechy/kryci_mechy_cz.pdf
- [33] PAVLISKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0537-5.
- [34] NIPPON BEARING CO., LTD. Linear System: General Catalog No. 173E [online]. 2012 [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: http://www.nb-linear.co.jp/english/product/pdf/GENERAL_CATALOG_E.pdf
- [35] SKF. Kuličková ložiska [online]. [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf
- [36] WINKEL GMBH. Innovations in motion: Heavy load components, Heavy load systems [online]. 2012 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Winkel/WINKEL-Produktkatalog_2012_de_en.pdf
- [37] ATLANTA. ATLANTA racks and pinions [online]. 02/2012 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/files/files/58/atlanta-hrebeny-pastorky-prehled-en.pdf>
- [38] AEF, s.r.o. Frekvenční měniče serie WJ200: Kompaktní volba s vektorovým řízením pro náročné aplikace [online]. [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: <http://www.aef-hitachi.cz/files/download/frekvenzni-menice/wj200/wj200-7.gif/>
- [39] Asynchronní elektropřevodovky MOTOX: Spolehlivé elektropřevodovky s vysokou účinností o výkonech od 0,09 kW do 200 kW pracující se jmenovitým momentem až 20 000 Nm. SIEMENS S.R.O. Siemens Česká republika [online]. 2015 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?ctxnh=8d7b2deccc&ctxp=download_nastroje

- [40] Broušení. ZOZEI [online]. [cit. 2015-04-18]. Dostupné z:
<http://zozei.sssebrno.cz/1127-brouseni/>

6. Seznam příloh

Příloha A	-	Výpočet zatížení aktuátorů
Příloha B	-	Výpočet reakcí přenášených lineárním vedením
Příloha C	-	Zjištění maximálního zatížení pojezdové rolly v radiálním směru
Příloha D	-	Technické parametry pohonu pojezdu
Příloha E	-	Výkres sestavy: RUD0012-1
Příloha F	-	Výkres sestavy: RUD0012-2
Příloha G	-	Výkres sestavy: RUD0012-2-1
Příloha H	-	Výkres sestavy: RUD0012-3
Příloha I	-	Výkres sestavy: RUD0012-4
Příloha J	-	Výrobní výkres: RUD0012-2-1-6
Příloha K	-	CD obsahující vypracování diplomové práce

Příloha A

Obsah vlastností

☐ Zahnout kosmetické svary ☐ Zahnout přepsání KS

Hmotnost 566,511 kg (Relativní) x -2538,215 mm (Relativní)

Povrch 13614193,671 mm² y -1,594 mm (Relativní)

Objem 106008113,521 mm³ z -249,127 mm (Relativní)



Výpočet tíhové síly F_{HT}

$$F_{HT} = m_{HT} \cdot g \text{ [N]}$$

$$F_{HT} = 566,511 \cdot 9,81 = 5557,472 \text{ [N]}$$

kde F_{HT}tíhová síla [N]

m_{HT} hmotnost zdvihané části brusky [kg]

Přímé nosníky s konstantním průřezem Výpočet nosníku

i Zkontrolujte řádek:3.8;

1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo: B...Podpora

1.3 Počet podpor mezi: 1

1.4 Ukončení nosníku vpravo: A...Volný konec

1.5 Pole nosníku číslo: **L1** **L2**

1.6 Délka pole nosníku L: 2196,0 6970,000 [mm]

1.7 Spojité zatížení Q: 0,000 0,000 [N/mm]

1.8 Souřadnice počátku pole: 2196,0 [mm]

1.9 **Zatížení nosníku**

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Síla F1 / Moment M1	2768,215	5557,473	0,0	0,0
Síla F2 / Moment M2	9106,0	-750,0	0,0	0,0
Síla F3 / Moment M3	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F4 / Moment M4	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1,10 Zatížení vlastní vahou: Ne

1,11 Další vstupní pole pro síly: ☐

2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

3.0 Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory zleva: **R1** **R2**

3.2 Reakce v podporách: 911,85 3895,62 [N]

Příloha B



Přímé nosníky s konstantním průřezem
Výpočet nosníku

i Výpočet bez chyb.
 ii ☐ Informace o projektu

? + Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu
SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo
B...Podpora

1.3 Počet podpor mezi
1

1.4 Ukončení nosníku vpravo
A...Volný konec

1.5 Pole nosníku číslo:

	L1	L2
1.6 Délka pole nosníku L	2191,0	6991,000
1.7 Spojité zatížení Q	0,000	0,000
1.8 Souřadnice počátku pole		2191,0

1.9 Zatížení nosníku	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Síla F1 / Moment M1	9122,0	457,02	0,0	0,0
Síla F2 / Moment M2			0,0	0,0
Síla F3 / Moment M3	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F4 / Moment M4	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1,10 Zatížení vlastní vahou ☐ Ne

1,11 Další vstupní pole pro síly ☐

2.0 ☐ Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

? + Kapitola výsledků

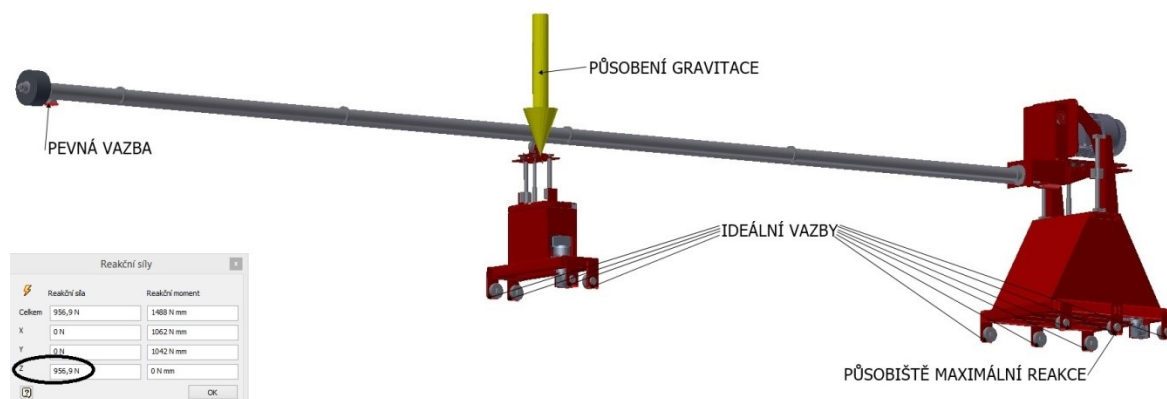
3.0 ☒ Výsledky výpočtu

	R1	R2			
3.1 Číslo podpory zleva					
3.2 Reakce v podporách	-1445,74	1902,76			

[N]

Příloha C

Zjištění maximálního zatížení pojezdové rolny v radiálním směru proběhlo s využitím metody konečných prvků obsažené v programu Autodesk Inventor 2012. Při simulaci bylo uvažováno s minimálním vysunutím vřetene. Model brusky byl idealizován a z modelu byly odstraněny tvarově složité části o zanedbatelné hmotnosti, jako jsou šrouby, matice, podložky a pojistné kroužky pro hřídele. V modelu byla nahrazena pevná podpěra idealizovanou podpěrrou a také vřeteno idealizovaným vřetenem použitým v analýze průhybu. Umístění vazeb a směr působení gravitace je patrné z obrázku.



Maximální reakční síla působící radiálně na pojezdovou rolnu $F_{RR} = 956,9$ [N]

Příloha D

Elektropřevodovka		Základní cena []: na poptávku	Brutto-Celková cena: na poptávku	LZK: na poptávku
SAZ08-LAI63M6-L4N-IA		2KJ1730-5BE13-1HF1-Z B00+C30+C47+D76+H03+K01+K08+L00+M63+P01+Q82		
Objednací číslo				

SAF

Obecně	stavební provedení	Převodovka	Motor	Brzda	snímač	Přehled	dokumentace
--------	--------------------	------------	-------	-------	--------	---------	-------------

Produkt	Snekova elektropřevodovka S		
Typové označení:	SAZ08-LAI63M6-L4N-IA		
Objednací číslo	2KJ1730-5BE13-1HF1-Z		
kratke zadání	B00+C30+C47+D76+H03+K01+K08+L00+M63+P01+Q82		
Data převodovky			
Stavební poloha	H-01-A		D76
Nominální moment	28	[Nm]	
Výstupní moment	20	[Nm]	
Provozní součinitel	1,38		
Převodový poměr	30	[1/x]	
Výstupní otáčky	28	[1/min]	
Typ uchycení	Přiruba na skříň (C72)		H03
Výstupní hřídel	Dutá hřídel (H16 x 84)		
typ spojení	pero		

Informativní dodací lhůtv podle kate
data motoru

Elektropřevodovka		Základní cena []: na poptávku	Brutto-Celková cena: na poptávku	LZK: na poptávku
SAZ08-LAI63M6-L4N-IA		2KJ1730-5BE13-1HF1-Z B00+C30+C47+D76+H03+K01+K08+L00+M63+P01+Q82		
Objednací číslo				

SAF

Obecně	stavební provedení	Převodovka	Motor	Brzda	snímač	Přehled	dokumentace
--------	--------------------	------------	-------	-------	--------	---------	-------------

Data motoru			
Výkon motoru	0,09	[kW]	
Asynchronní otáčky	850	[1/min]	
Počet pólů	6		P01
Napětí motoru	230 / 400	[V]	
Frekvence	50	[Hz]	
Jmenovitý proud	0,77 / 0,44	[A]	
Rel. záběrový proud	2	[A/IN]	
Třída izolace	F		
Poloha svorkovnice	3A		M63
Krytí elektropřevodovky	IP55		K01
Chlazení	Vlastní chlazení		
Materiál ventilátoru	plastový ventilátor		
Zapojení (rozběh)	D/Y (Y-D/Y)		
Druh provozu na síti	S1		

Informativní dodací lhůtv podle kate
data motoru

Elektropřevodovka		Základní cena []: na poptávku	Brutto-Celková cena: na poptávku	LZK: na poptávku
SAZ08-LAI63M6-L4N-IA		2KJ1730-5BE13-1HF1-Z B00+C30+C47+D76+H03+K01+K08+L00+M63+P01+Q82		
Objednací číslo				

SAF

Obecně	stavební provedení	Převodovka	Motor	Brzda	snímač	Přehled	dokumentace
--------	--------------------	------------	-------	-------	--------	---------	-------------

Data brzdy			
Typ brzdy	Stejnoseměrná brzda		
	L4		B00
Brzdící moment	4	[Nm]	
Řídící napětí	AC 380-440V	[V]	C47
Typ usměrňovače	Jednocestný usměrňovač		C30
Provedení	Normální		
Data snímače			
Typ snímače	Absolutní snímač (1XP8014-10)		Q82
Počet impulsů	2048		Q82
Krytí	IP66		Q82
Provedení	EnDat 5 VDC		Q82
Výstupní signál	-		Q82
Připojení	Přirubová zásuvka		Q82

Informativní dodací lhůtv podle kate
data motoru